

MÁRIO HENRIQUE FARIAS SANTOS

**IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:
UMA PRIMEIRA ABORDAGEM**

**FLORIANÓPOLIS
2007**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO:
UMA PRIMEIRA ABORDAGEM**

Dissertação submetida à
Universidade Federal de Santa Catarina
como parte dos requisitos para a
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

MÁRIO HENRIQUE FARIAS SANTOS

Florianópolis, Novembro de 2007.

IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: UMA PRIMEIRA ABORDAGEM

Mário Henrique Farias Santos

‘Esta Dissertação (Tese) foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em *Automação e Controle*, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina.’

Prof. Nestor Roqueiro, D.Sc.
Orientador

Prof^a. Kátia Campos de Almeida, Ph.D
Coordenadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora:

Prof. Nestor Roqueiro, D.Sc.
Presidente

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.
Co-Orientador

Prof. Alexandre Trofino Neto, Dr.

Prof. Eduardo Camponogara, Ph.D.

Jackson Braz Marcinichen, Dr.

“O assunto mais importante do mundo pode ser simplificado até o ponto onde todos possam apreciá-lo e compreendê-lo. Isso é – ou deveria ser – a mais elevada forma de arte”.
(Charlie Chaplin)

AGRADECIMENTOS

À Embraco por possibilitar o desenvolvimento deste trabalho dispondo de recursos e, principalmente, por se preocupar em desenvolver seu capital humano, cedendo uma parcela do meu tempo para me dedicar ao tema;

Ao professor Eduardo Camponogara por me receber inicialmente no Departamento e acreditar em meu potencial e ao professor Nestor Roqueiro pela sua amizade, atenção, incentivo e por aceitar o desafio.

Ao Professor Cláudio Melo pela sua confiança e à toda a estrutura do POLO pela paciência e auxílio, em particular ao Alan Berwanger que contribuiu com sua experiência e vontade de aprendizado.

Ao colega e mestre Gustavo Pöttker por transmitir seus conhecimentos, pela constante interação e dedicação.

À Família Prodócimo por acolher como um filho durante três anos da minha vida, em especial a Kerly pelos seus conselhos, sinceridade e carinho.

À minha família por nunca me deixar desistir mesmo quando tudo parecia escuridão, por fazer com que eu enfrentasse meus medos, por sempre acreditarem em mim. Em especial à minha querida e amada mãe Maria Aparecida e meu estimado irmão Bernardo.

Por último, e não menos importante, à Deus por me presentear com saúde, amigos verdadeiros e mestres maravilhosos que me ensinaram valores para toda vida.

Resumo da Dissertação apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: UMA PRIMEIRA ABORDAGEM

Mário Henrique Farias Santos

Novembro / 2007

Orientador: Nestor Roqueiro, D.Sc.

Área de Concentração: Automação e Sistemas.

Palavras-chave: compressor de rotação variável, válvula de expansão eletrônica, estratégia de controle, coeficiente de performance, identificação de sistemas

Número de Páginas: 135

O presente trabalho tem por objetivo propor uma sistemática para identificação de sistemas de refrigeração dotados com compressor de rotação variável (CRV) e válvula de expansão eletrônica (EEV) para a aplicação futura de alternativas de controle multivariáveis com foco na redução do consumo de energia e otimização do coeficiente de performance (COP) de tais sistemas. Para tal foi utilizada uma bancada experimental com capacidade de refrigeração máxima de aproximadamente 1000W composta por um CRV e uma EEV. Uma primeira etapa de ensaios experimentais foi realizada para gerar um conhecimento prévio do sistema. Na sequência foi efetuada a identificação do sistema em uma região de operação e foram gerados modelos lineares MIMO (*Multiple Input - Multiple Output*) baseados no princípio da superposição. Posteriormente foi desenvolvido e implementado um observador de estados de ordem completa em linguagem *LabVIEW*[®] no sistema de controle e aquisição de dados da bancada para validar o modelo MIMO linear obtido. Como consequência projetou-se um controle do tipo proporcional ajustado através do Método LQR (*Linear-Quadratic Regulator*). Este controlador foi incluído no Simulink, uma ferramenta do *Matlab*[®] para o propósito de simulação no domínio do tempo. Os resultados preliminares das simulações para seguimento de referência serão apresentados e discutidos neste trabalho, bem como comentado as vantagens da aplicação de controladores em sistemas de refrigeração.

Abstract of Dissertation presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Electrical Engineering.

IDENTIFICATION OF REFRIGERATION SYSTEMS: A FIRST INVESTIGATION

Mário Henrique Farias Santos

November / 2007

Advisor: Nestor Roqueiro, D.Sc.

Area of Concentration: Automation and Control.

Keywords: variable capacity compressor, electronic expansion valve, control strategy, coefficient of performance, system identification

Number of Pages: 135

This work proposes a procedure for system identification of refrigeration systems composed of variable capacity compressor (VCC) and electronic expansion valve (EEV) for future application of multivariable control strategies focused in power consumption minimization and coefficient of performance optimization on these kind of systems. To this end, an experimental apparatus comprised by a VCC and an EEV with 1000W of maximum refrigeration capacity was used. A first round of experiments was carried out to generate an initial knowledge of the system. The next step was the system identification in a specifically region of operation using linear MIMO models (*Multiple Input - Multiple Output*) based on the principle of superposition. A complete state estimator was developed and implemented in the control and acquisition system of the experimental apparatus to validate the linear MIMO models. Consequently, it was designed a proportional controller adjusted by LQR Method (*Linear-Quadratic Regulator*). This controller was included in the Simulink, a *Matlab*[®] tool to simulate the system in the time domain. Preliminary results for tracking problems are presented and discussed in this work, along with the advantages of control application in refrigeration systems.

Sumário

Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1 História da Refrigeração	1
1.2 Desafios Atuais da Refrigeração	3
1.3 Objetivo do Trabalho	4
1.4 Estrutura da Dissertação	7
Capítulo 2	9
Fundamentos de Sistemas de Refrigeração	9
2.1 Ciclo de Refrigeração	9
2.1.1 Introdução	9
2.1.2 Ciclo de Carnot	11
2.2 Componentes do Sistema de Refrigeração	13
2.2.1 Compressor	13
2.2.2 Evaporador	15
2.2.3 Condensador	15
2.2.4 Dispositivo de Expansão	16
2.3 Ciclo Real de Refrigeração por Compressão a Vapor	17
Capítulo 3	21
Revisão Bibliográfica	21
3.1 Modelagem Física de Sistemas de Refrigeração	21
3.2 Identificação de Sistemas de Refrigeração	27
3.3 Controle de Sistemas de Refrigeração	31
3.4 Considerações Finais	36
Capítulo 4	37
Fundamentos de Identificação e Controle de Sistemas	37
4.1 Identificação de Sistemas	37
4.2 Controle de Sistemas Lineares	42
4.2.1 Realimentação de Estados por Alocação de Pólos	44

4.2.2	Realimentação de Estados por LQR.....	45
4.2.3	Observador de Estados de Ordem Completa.....	46
4.2.4	Controle com Observador de Estados	49
4.2.5	Robustez do Controlador	51
Capítulo 5	52
Sistema de Refrigeração em Estudo	52
5.1	Descrição do Sistema em Estudo	53
5.2	Sistema de Medição e Controle	60
5.3	Ponto de Operação e Critério de Regime Permanente	65
Capítulo 6	67
Modelagem do Sistema de Refrigeração	67
6.1	Estratégia de Controle	67
6.2	Identificação do Sistema de Refrigeração	70
6.2.1	Ensaio Analisados	71
6.2.2	Domínio das Entradas.....	74
6.2.3	Ensaio Realizados	79
6.3	Modelo Multivariável do Sistema de Refrigeração.....	86
6.4	Simulação de um Controlador MIMO LQR.....	97
Capítulo 7	103
Conclusões e Trabalhos Futuros	103
7.1	Prelúdio.....	103
7.2	Conclusões.....	104
7.3	Trabalhos Futuros	106
Anexo 1 – Fundamentos de Termodinâmica	108
Anexo 2 – Tabela do Fluido R-134a	117
Anexo 3 – Procedimentos da Bancada	118
Anexo 4 – Programa para Calcular Valores de Regime Permanente e os Ganhos do Sistema	120
Anexo 5 – Programa para Projetar o Pré-Compensador Estático e a Matriz do Ganho de Realimentação do Sistema	128
Referências Bibliográficas	131

Lista de Figuras

<i>Figura 1: General Eletric Monitor Top</i>	<i>2</i>
<i>Figura 2: Participação das Classes de Consumo de Energia Elétrica no Brasil em 2003 ..</i>	<i>4</i>
<i>Figura 3: Consumo Setorial de Energia Elétrica no Brasil em 2005</i>	<i>4</i>
<i>Figura 4: Etapas do Projeto do Controlador.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 5: Esquema Termodinâmico de um Refrigerador</i>	<i>9</i>
<i>Figura 6: Ciclo de Carnot num diagrama T-s</i>	<i>11</i>
<i>Figura 7: Ciclo de Refrigeração Ideal</i>	<i>12</i>
<i>Figura 8: Principais Componentes do Sistema de Refrigeração</i>	<i>13</i>
<i>Figura 9: Processo de Compressão Ideal do Compressor Alternativo</i>	<i>14</i>
<i>Figura 10: Interdependência entre os Componentes de um Sistema de Refrigeração</i>	<i>17</i>
<i>Figura 11: Diagrama P-h do Ciclo Real de Refrigeração por Compressão a Vapor</i>	<i>18</i>
<i>Figura 12: Mapa de Estados do Refrigerador</i>	<i>24</i>
<i>Figura 13: Modelo do Sistema de Refrigeração</i>	<i>26</i>
<i>Figura 14: Diagrama de Blocos Simplificado do Sistema de Refrigeração</i>	<i>27</i>
<i>Figura 15: Vista Geral da Bancada Experimental</i>	<i>30</i>
<i>Figura 16: Resultado do Ensaio de Rejeição de Perturbação</i>	<i>32</i>
<i>Figura 17: Diagrama do Controlador MIMO Gain Scheduling.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 18: Performance dos Controladores ao aplicar a Técnica Gain Scheduling</i>	<i>33</i>
<i>Figura 19: Estrutura do Controlador Feedforward e PID</i>	<i>34</i>
<i>Figura 20: Diagrama de Blocos do Controlador Preditivo Ótimo Não-Linear</i>	<i>35</i>
<i>Figura 21: Passos do Processo de Identificação de Sistemas</i>	<i>38</i>
<i>Figura 22: Etapas do Projeto do Controlador.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 23: Especificações do Controlador de Regimes Permanente e Transiente</i>	<i>42</i>
<i>Figura 24: Diagrama de Blocos de um Sistema Realimentada por Estados</i>	<i>43</i>
<i>Figura 25: Alocação de Pólos numa Determinada Região</i>	<i>44</i>
<i>Figura 26: Diagrama de Blocos do Observador de Estados de Ordem Completa.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 27: Diagrama de Blocos do Controlador Realimentado com Observador de Estados e com Rastreamento com Pré-Compensador Estático</i>	<i>49</i>

<i>Figura 28: Compressor</i>	<i>53</i>
<i>Figura 29: Filtro Coalescente</i>	<i>53</i>
<i>Figura 30: Condensador Tubo-em-Tubo</i>	<i>54</i>
<i>Figura 31: Banho Refrigerado</i>	<i>54</i>
<i>Figura 32: Bomba de Palhetas, Filtro e Medidor de Vazão Volumétrica</i>	<i>54</i>
<i>Figura 33: Trocador de Calor Interno</i>	<i>55</i>
<i>Figura 34: Filtro Secador</i>	<i>55</i>
<i>Figura 35: Esquema de uma Válvula PWM</i>	<i>56</i>
<i>Figura 36: Válvula HP120</i>	<i>56</i>
<i>Figura 37: Diagrama de Controle da Válvula PWM</i>	<i>57</i>
<i>Figura 38: Banho Termostático</i>	<i>58</i>
<i>Figura 39: Bomba de Palhetas, Filtro e Medidor de Vazão Volumétrica</i>	<i>58</i>
<i>Figura 40: Esquema do Circuito de Refrigeração</i>	<i>59</i>
<i>Figura 41: Sistema de Controle e Aquisição de Dados do Sistema</i>	<i>60</i>
<i>Figura 42: Interface Principal do Programa</i>	<i>61</i>
<i>Figura 43: Pressão de Descarga em Função do Tempo</i>	<i>66</i>
<i>Figura 44: Modos de Operação de um Sistema de Refrigeração</i>	<i>67</i>
<i>Figura 45: ΔT_{SH} após degrau em DC (31/Jan/2006)</i>	<i>71</i>
<i>Figura 46: Modelagem do ΔT_{SH} por um modelo de 2° Ordem (31/Jan/2006)</i>	<i>73</i>
<i>Figura 47: T_{inside} após degrau em DC (31/Jan/2006)</i>	<i>73</i>
<i>Figura 48: Domínio da Abertura da Válvula para cada Rotação do Compressor numa Condição de Operação Fixa</i>	<i>75</i>
<i>Figura 49: Efeito da Elevação da Temperatura do Fluido Secundário na Entrada do Condensador sobre a Abertura Ótima da EEV</i>	<i>76</i>
<i>Figura 50: Efeito da Elevação da Temperatura do Fluido Secundário na Entrada do Evaporador sobre a Abertura Ótima da EEV</i>	<i>76</i>
<i>Figura 51: Perda de COP Acentuada após Ponto Ótimo</i>	<i>77</i>
<i>Figura 52: Planejamento das Entradas para Identificação do Sistema</i>	<i>78</i>
<i>Figura 53: Arquitetura do Sistema de Refrigeração</i>	<i>78</i>
<i>Figura 54: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta DC = 2\%$: $G(s) = -2.48 \frac{e^{-9.24}}{26.1s + 1}$</i>	<i>80</i>
<i>Figura 55: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta DC = 5\%$: $G(s) = -1.74 \frac{e^{-7.87}}{44s + 1}$</i>	<i>80</i>

<i>Figura 56: Modelo da ΔT_{inside} x ΔDC</i>	82
<i>Figura 57: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta \omega_{compressor} = 600rpm : G(s) = 0.0098 \frac{e^{-3.9s}}{13.75s + 1} \dots$</i>	83
<i>Figura 58: Modelo da ΔT_{inside} quando $\Delta \omega_{compressor} = 300rpm : G(s) = -0.00038 \frac{e^{-5s}}{1.55s + 1}$</i>	85
<i>Figura 59: Modelo da ΔT_{inside} quando $\Delta \omega_{compressor} = 600rpm : G(s) = -0.00038 \frac{e^{-5s}}{1.55s + 1}$</i>	85
<i>Figura 60: Modelo Linear Multivariável do Sistema de Refrigeração</i>	87
<i>Figura 61: Interface do Programa para Configurar o Modelo MIMO</i>	91
<i>Figura 62: Esquema do Observador de Estados de Ordem Completa</i>	92
<i>Figura 63: Variações das Entradas (Dias 27 e 28 de Setembro de 2006).....</i>	93
<i>Figura 64: Validação do Grau de Superaquecimento</i>	94
<i>Figura 65: Validação da Temperatura de Saída do Fluido Secundário do Evaporador ...</i>	94
<i>Figura 66: Interface do Observador de Estados</i>	95
<i>Figura 67: Estimação Online das Variáveis de Saída</i>	96
<i>Figura 68: Variações das Entradas (18 de Dezembro de 2006).....</i>	96
<i>Figura 70: Comportamento das Saídas para Seguimento de Referência</i>	101
<i>Figura 71: Ação de Controle para Seguimento de Referência</i>	102
<i>Figura 72: Interface do Controlador LQR.....</i>	106
<i>Figura 73: Sistema, Fronteira e Vizinhança</i>	109
<i>Figura 74: Processo de Compressão de um Sistema Fechado</i>	109
<i>Figura 75: Diagrama de Fases da Água.....</i>	110
<i>Figura 76: Diagramas T-v e P-v</i>	111

Lista de Tabelas

<i>Tabela 1 – Resultado dos Testes após Variação em Degrau na Rotação do Compressor .</i>	28
<i>Tabela 2 – Resultado dos Testes de Pull Down</i>	29
<i>Tabela 3 – Configurações do Sistema de Refrigeração</i>	29
<i>Tabela 4 – Variáveis Independentes da Bancada de Testes.....</i>	62
<i>Tabela 5 – Variáveis Dependentes da Bancada de Testes</i>	63
<i>Tabela 6 – Condição de Operação Padrão.....</i>	65
<i>Tabela 7 – Diferenças dos Modos de Operação</i>	68
<i>Tabela 8 – Condições de Operação dos Testes Analisados</i>	71
<i>Tabela 9 – Ponto de Operação para Identificação do Sistema.....</i>	77
<i>Tabela 10 – Ensaios para Identificação do Sistema</i>	79
<i>Tabela 11 – Identificação do ΔT_{SH} x ΔDC</i>	81
<i>Tabela 12 – Identificação da ΔT_{inside} x ΔDC</i>	81
<i>Tabela 13 – Parâmetros do Modelo ΔT_{inside} x ΔDC</i>	82
<i>Tabela 14 – Identificação do ΔT_{SH} x $\Delta \omega_{compressor}$</i>	83
<i>Tabela 15 – Parâmetros do Modelo ΔT_{SH} x $\Delta \omega_{compressor}$</i>	84
<i>Tabela 16 – Parâmetros do Modelo ΔT_{inside} x $\Delta \omega_{compressor}$</i>	84
<i>Tabela 17 – Matriz de Ganho do Sistema</i>	88
<i>Tabela 18 – Ponto de Partida das Simulações.....</i>	100

Lista de Símbolos

Simbologia:

COP	- Coeficiente de Performance [W/W]
CRV ou VCC	- Compressor de Rotação Variável ou Variable Capacity Compressor
VEE ou EEV	- Válvula de Expansão Eletrônica ou Electronic Expansion Valve
$Dual-SISO$	- Dual Single Input Single Output (Dupla Entrada Saída Única)
LQR	- Linear Quadratic Regulator (Regulador Linear Quadrático)
LQG	- Linear Quadratic Gaussian
$MIMO$	- Multiple Input Multiple Output (Múltiplas Entradas Múltiplas Saídas)
MPC	- Model Predictive Control
DC	- Duty Cycle (Ciclo Ativo) [%]
PID	- Controlador Proporcional-Integral-Derivativo
PWM	- Pulse Width Modulation (Modulação da Largura do Pulso)
OQR	- Optimal Qualitative Regulation
N ou N_{cp}	- Rotação [rpm]
T_E ou $T_{9,s}$	- Temperatura de Evaporação [°C]
$T_{4,s}$	- Temperatura de Condensação [°C]
T_{sat}	- Temperatura de Saturação [°C]
P_{sat}	- Pressão de Saturação [bar]

Nomenclatura:

$AB_{ótima}$	- Abertura Ótima da EEV [%]
$G(s)$	- Função de Transferência do Sistema

h	- Entalpia [J/Kg]
J	- Função Custo
K	- Número da Iteração
L	- Ganho do Estimador de Estados
\dot{m}	- Vazão mássica [kg/h]
P	- Pressão [bar]
\dot{Q}	- Taxa de transferência de calor [W]
Q_c	- Fonte de Baixa Temperatura
Q_h	- Fonte de Alta Temperatura
Q_r	- Capacidade de Refrigeração [W]
S	- Sinal da Corrente [mA]
s	- Entropia [J/K]
T	- Temperatura [°C] ou Período de Amostragem [s]
T_c	- Reservatório Frio
T_{9r}, T_{inside} ou $T_{w^{out},evap}$	- Temperatura do Fluido Refrigerante na Saída do Evaporador [°C]
T_h	- Reservatório Quente
u	- Entrada do Sistema
$x(t)$ ou $x(KT)$	- Estado do Sistema
\hat{x}	- Estado Estimado do Sistema
W	- Trabalho [J]
y	- Saída do Sistema
ΔT_{sh}	- Grau de Superaquecimento [°C]

Letras gregas:

v	- Volume Específico [m ³ / kg]
ρ	- Densidade [kg/m ³]
λ	- Pólo do Sistema

Índices:

<i>cond</i>	- Condensador ou Condensação
<i>CP</i>	- Compressor
<i>evap</i>	- Evaporador ou Evaporação
<i>r</i>	- Fluido Refrigerante
<i>s</i>	- Fluido Secundário

Sobrescritos:

<i>in</i>	- Entrada
<i>out</i>	- Saída
<i>sa</i>	- Superaquecimento
<i>sat</i>	- Saturação

Capítulo 1

Introdução

1.1 História da Refrigeração

A ligação do homem com a refrigeração data desde a era pré-histórica, período no qual foi constatado que os alimentos eram melhor conservados em baixas temperaturas, não havendo a necessidade de caçar com tanta frequência. Os registros mostram que os primeiros povos a utilizarem a refrigeração foram os chineses que, mesmo antes do nascimento de Cristo, já coletavam e armazenavam os gelos provenientes dos rios e lagos.

A maioria das culturas antigas, como os Gregos, Romanos e Hebreus, empregaram este rudimentar sistema de refrigeração, depositando o gelo natural em cavernas e abrigos insulados com madeiras e palhas. Por um longo tempo a refrigeração foi alvo das aplicações dos recursos naturais, como o uso de jarros de barros porosos para manter uma bebida numa temperatura agradável, costume observado nos povos Egípcios.

A necessidade do desenvolvimento de meios que produzissem o frio artificialmente tornou-se cada vez mais acentuada, principalmente em virtude da crescente dificuldade na obtenção do gelo. Um dos primeiros passos nesta direção foi a descoberta da refrigeração através da química. Por exemplo, a adição de uma substância como o nitrato de sódio ($NaNO_3$) ou o nitrato de potássio (KNO_3) na água provoca a diminuição da temperatura deste líquido criando um banho gelado, artifício muito utilizado na Europa para servir bebidas.

O primeiro método de refrigeração artificial foi demonstrado por William Cullen na Universidade de Glasgow em 1748, mas este não foi usado em nenhuma aplicação prática na época. A partir do século XIX houve uma pesquisa muito intensa nesta área, destacando

em 1805 a criação do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor por Oliver Evans e a elaboração de um sistema mecânico por Jacob Perkins em 1834.

Apesar de todos os avanços, os sistemas não sucederam comercialmente e esta deficiência possibilitou o tráfico de gelo natural através de navios, que rapidamente tornou-se um negócio rentável com a introdução das “caixas de gelo” no segmento doméstico. Somente em 1856 foi introduzido o primeiro sistema de refrigeração comercial por compressão mecânica de vapor. O equipamento desenvolvido pelo escocês James Harrison era destinado às indústrias de bebidas e alimentos.

O comércio de gelo natural no final do século XIX começou a sofrer problemas devido à poluição e esgoto dos grandes centros urbanos, surgindo uma demanda para máquinas de refrigeração modernas e de menor porte. Apenas no início do século XX foi manufaturado, pela General Eletric, o primeiro sistema de refrigeração doméstico, todavia o sucesso do produto esbarrou no preço elevado.

Impulsionados pela invenção da eletricidade e do motor elétrico, os primeiros refrigeradores elétricos foram comercializados em 1918 pela Kelvinator Co. A popularização destes sistemas se consolidou com o lançamento do General Eletric Monitor Top, que introduziu os compressores herméticos. Estes eram alocados na parte superior do aparelho, conforme a figura 1.



Figura 1: General Eletric Monitor Top

Fonte: ANTIQUE APPLIENCES [1]

Nas décadas seguintes houve avanços tecnológicos muito expressivos nestes sistemas que os tornaram mais atrativos, como, por exemplo, o desenvolvimento de fluidos refrigerantes sintéticos que não apresentam risco de vida aos consumidores. Isto proporcionou uma rápida expansão global do segmento de refrigeradores, inclusive no

Brasil. Em 1992 aproximadamente 72% dos lares brasileiros possuíam refrigeradores, enquanto em 2005 este número passou para 88%, conforme dados do IBGE.

1.2 Desafios Atuais da Refrigeração

Segundo PÖTKKER [2], “*com o aumento do número de equipamentos de refrigeração, cresceu também a participação desse setor na matriz energética*”. O aumento freqüente da demanda de energia elétrica e a grande preocupação em preservar o meio ambiente despertou os órgãos governamentais¹ e não-governamentais, que iniciaram um movimento - através de incentivos, criação de novas leis e campanhas - para que as indústrias aumentassem a eficiência energética de seus produtos.

Questões como destruição da camada de ozônio, aquecimento global e efeito estufa estão sendo cada vez mais discutidos e difundidos na sociedade. Como descrito em HERMES [3], “*o esgotamento dos recursos naturais, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e o baixo desempenho termodinâmico dos equipamentos utilizados fazem da questão energética um dos mais graves problemas ambientais da atualidade*”.

Dados obtidos da ANEEL [4] – Agência Nacional de Energia Elétrica – e do PROCEL INFO [5] – Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética – mostram que mais de 10% de toda energia elétrica consumida no Brasil é destinada à refrigeração, como pode ser visto nas figuras 2 e 3. O setor residencial é o mais expressivo, com uma participação de 7,7%. Apesar de um refrigerador residencial consumir uma quantidade muito pequena de energia elétrica, este resultado é justificado pelo número total destes equipamentos em operação e pela sua baixa eficiência.

A maturidade de uma consciência ambiental coletiva e os incentivos citados direcionam as indústrias de refrigeração a um novo rumo. Dentre os novos desafios, destacam-se o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes e a utilização de fluidos refrigerantes não agressivos ao meio ambiente.

¹ No Brasil há um programa chamado PROCEL – Programa Nacional de Conservação da Energia Elétrica – que promove a racionalização da produção e do consumo de energia elétrica visando a eliminação dos desperdícios. Para orientar o consumidor criaram o selo PROCEL, que indica os produtos com melhores níveis de eficiência energética dentro de cada categoria.

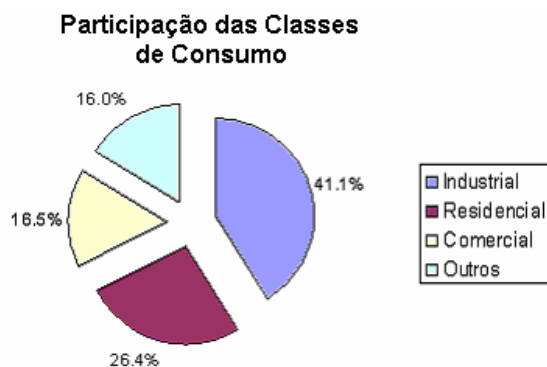


Figura 2: Participação das Classes de Consumo de Energia Elétrica no Brasil em 2003

Fonte: ANEEL [4]

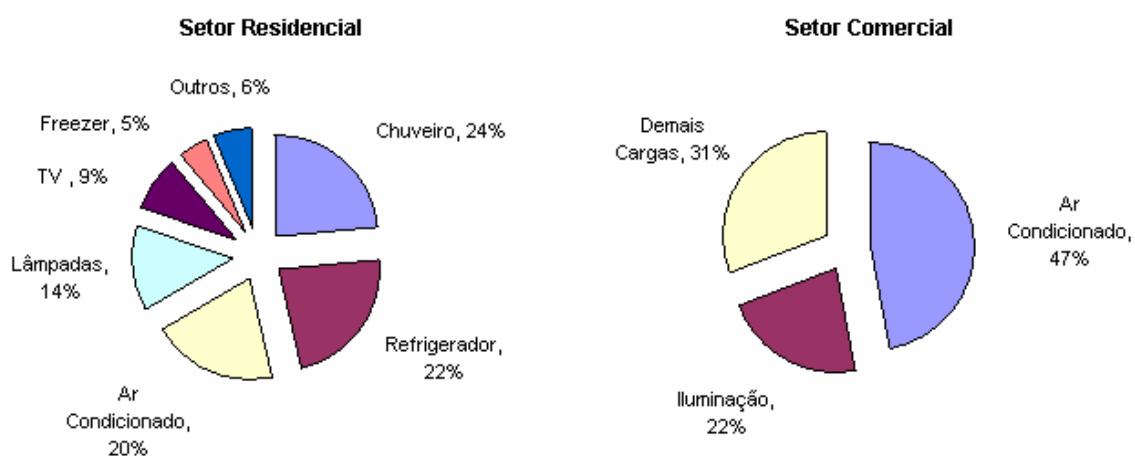


Figura 3: Consumo Setorial de Energia Elétrica no Brasil em 2005

Fonte: PROCEL INFO [5]

1.3 Objetivo do Trabalho

Frente a esta realidade, as empresas do ramo de refrigeração estão investindo cada vez mais em pesquisas para aumentar a eficiência dos seus produtos. Basicamente há duas linhas de pesquisas:

1. Estudo de forma isolada dos componentes que compõem o sistema de refrigeração;
2. Estudo do sistema de refrigeração como um todo.

Na primeira linha de pesquisa cita-se como exemplo o desenvolvimento e comercialização de compressores de velocidade variável (VCC) que permitem variar a capacidade de refrigeração em função de um controle eletrônico programável, trazendo benefício de até 40% na redução do consumo de energia elétrica. Como vantagem, uma melhor conservação dos alimentos é obtida decorrente da melhor estabilidade da temperatura no interior do gabinete.

É na segunda linha de pesquisa que se enquadra este trabalho, mais especificamente no controle de sistemas de refrigeração. O tradicional controle “liga-desliga” é responsável por grandes perdas de eficiência em virtude dos transientes de partida e de parada do compressor. Esta estratégia de controle cíclica resulta em um controle pouco inteligente da temperatura interna no gabinete, pois permite que a mesma oscile muito dentro de uma faixa.

Conforme PÖTTKER e MELO [6], *“com o desenvolvimento do campo da eletrônica, a aplicação de compressores, ventiladores e válvulas de expansão eletrônicas de ação variável tornou-se uma das alternativas mais atrativas para aumentar a eficiência de equipamentos de refrigeração”*.

Diversos trabalhos da literatura mostram que, em regime permanente, a associação de compressores de rotação variável (VCC) com válvulas de expansão eletrônicas (EEV) promove uma significativa redução do consumo de energia em comparação aos sistemas convencionais, compostos de compressores de rotação fixa e tubos capilares. Dentre eles, cita-se os trabalhos de BUZELIN e AMICO *et al.* [7] e VARGAS e PARISE [8]. Em ambos os autores aplicaram uma lei de controle em malha fechada em pontos de operação específicos e compararam a performance do sistema dotado de VCC e EEV com a performance do sistema tradicional (controle “liga-desliga”) em regime permanente. Como resultado, conseguiram uma redução no consumo de energia de 35,24% e 11%, respectivamente.

O grande desafio, portanto, está no desenvolvimento de uma técnica de controle adequada para o VCC e a EEV de forma que os dois componentes trabalhem de forma conjunta e inteligente e, conseqüentemente, promovam as reduções de consumo de energia previstas nos testes de regime permanente.

O projeto de controladores consiste em aplicar ferramentas no domínio do tempo ou no domínio da frequência para atender um conjunto de especificações estabelecidas que

determina o funcionamento do sistema em malha fechada. As etapas do projeto consistem basicamente em:

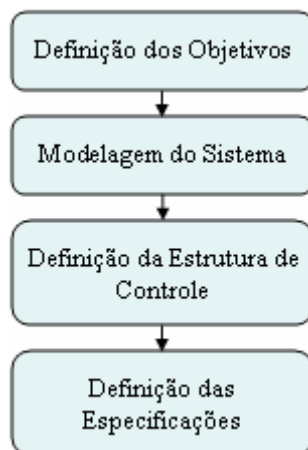


Figura 4: Etapas do Projeto do Controlador

Fonte: RICO [9]

A etapa de modelagem do sistema é primordial, pois através do modelo é possível analisar o comportamento do sistema sem a necessidade de operá-lo. Conforme [10], “*pode-se definir o processo de modelagem como sendo uma construção teórica que procura descrever e explicar o funcionamento de um determinado sistema através da representação de um fenômeno, ou conjunto de fenômenos, do mundo real e eventualmente fazer a previsão de novos fenômenos ou propriedades, tomando como base um certo número de leis. A modelagem ajuda a dizer se a forma de se tratar um determinado sistema é mais adequada e permite universalizar resultados de um experimento qualquer para aplicação a outros sistemas*”.

Com base nestas afirmações, o objetivo do presente trabalho é modelar um sistema de refrigeração visando explorar técnicas de controle multivariáveis que utilizem as variações da rotação do compressor e da abertura de uma EEV para otimizar a performance do sistema de refrigeração (COP) em regime transiente e permanente. Não se pretende desenvolver modelos matemáticos para um sistema em específico, mas elaborar uma metodologia de modelagem que pode ser aplicada a diversos refrigeradores.

O desenvolvimento deste trabalho contou com uma bancada experimental dotada de um VCC e de uma EEV tipo PWM para simular o funcionamento de um sistema de refrigeração. A bancada permite reproduzir o sistema de refrigeração e agilizar os testes

experimentais, visto que a realização destes em sistemas reais demanda mais tempo e apresentam problemas de repetibilidade.

1.4 Estrutura da Dissertação

Para almejar o objetivo proposto faz-se necessário conhecer as ferramentas de identificação e modelagem de sistemas, bem como ter um conhecimento prévio do sistema de refrigeração. Neste sentido, este documento foi dividido em quatro partes: Fundamentos de Sistemas de Refrigeração, Fundamentos de Identificação e Controle de Sistemas, Sistema em Estudo e Modelagem Matemática.

O capítulo 2 relata os Fundamentos de Sistemas de Refrigeração, onde conceitos dessa área foram introduzidos para se ter uma boa base do funcionamento do refrigerador. Como requisito para este item, recomenda-se a leitura do Anexo 1, onde são abordados os Fundamentos de Termodinâmica. Este Anexo sintetiza questões como sistemas e processos termodinâmicos e as duas primeiras Leis da Termodinâmica que regem o comportamento destes sistemas.

No capítulo 3 foram realizadas revisões bibliográficas na área de modelagem física, identificação e controle de sistemas de refrigeração visando explorar tipos de modelos empregados com bons resultados como também estratégias e técnicas de controle que vêm se destacando nesta área.

Os Fundamentos de Identificação e Controle de Sistemas foram descritos no capítulo 4. Cabe dizer que a identificação e controle de sistemas, assim como a Termodinâmica, são ciências extensas; portanto, procurou-se abstrair e condensar as informações mais importantes para o entendimento deste trabalho. Para maiores detalhes recomenda-se a leitura de livros específicos, como [9], [12], [24], [28], [29], [33] e [34].

Na seqüência do documento, o Sistema em Estudo e os componentes que o compõem foram detalhados para mostrar suas características e restrições. Este capítulo foi baseado no trabalho de PÖTTKER [2], precursor desta pesquisa.

O capítulo 6 mostra o desenvolvimento em si, portanto trata-se da Modelagem do Sistema de Refrigeração. Ensaio experimentais e seus procedimentos foram relatados, bem como a estratégia de controle, caracterização das entradas e saídas e região de operação. Posteriormente, a seleção da estrutura dos modelos e suas respectivas

parametrizações foram abordadas, incluindo a verificação e validação dos resultados. Ao final do capítulo foram explorados o projeto de um controlador MIMO LQR e simulações do seu comportamento frente a mudanças na referência como forma de mostrar sua potencialidade e ganhos numa futura implementação num sistema de refrigeração.

O documento é finalizado com as conclusões e recomendações para pesquisas futuras. Neste capítulo ainda se sugere uma possível interface para o controlador a ser incorporado ao programa de controle do sistema em estudo.

Capítulo 2

Fundamentos de Sistemas de Refrigeração

2.1 Ciclo de Refrigeração

2.1.1 Introdução

Refrigeração é o processo responsável pelo resfriamento de uma região fechada de baixa temperatura (Q_c) através da transferência de calor para uma fonte de alta temperatura (Q_h), como mostrado na figura 5.

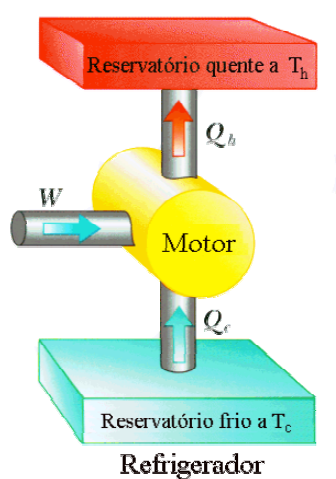


Figura 5: Esquema Termodinâmico de um Refrigerador

Fonte: DEPARTAMENTO DE FÍSICA – PUC RIO [11]

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica no esquema termodinâmico mostrado na figura 5, tem-se que:

$$Q_c = W - Q_h \quad (1)$$

Conforme o enunciado de Clausius, é impossível construir um dispositivo que retire calor de um reservatório frio (T_c) e rejeite-o para um reservatório quente (T_h) sem a adição de trabalho (W). O trabalho externo W é necessário porque o calor não flui naturalmente de uma fonte de baixa temperatura para uma fonte de alta temperatura. Atualmente o processo de refrigeração é realizado pelos chamados refrigeradores, que usam meios artificiais para atingir este objetivo.

Os refrigeradores são dispositivos que operam em ciclo com o uso do refrigerante como fluido de trabalho. Há diversos tipos de ciclos de refrigeração e este trabalho concentra-se no chamado ciclo de compressão a vapor, pois é o ciclo usado pelo sistema em estudo e o mais utilizado na prática.

A eficiência do refrigerador é expressa na forma de um índice de desempenho, o chamado COP. Este determina a razão da capacidade de refrigeração com o trabalho necessário para produzi-la. Em outras palavras, o COP pode ser interpretado como uma relação de custo x benefício e é matematicamente definido como:

$$COP = \frac{\text{benefício}}{\text{custo}} = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{1}{\frac{Q_h}{Q_c} - 1} \quad (2)$$

De (2) deduz-se que quanto maior o COP, menos trabalho é necessário para uma dada capacidade de refrigeração. Portanto, o que se busca no projeto de refrigeradores é maximizar este índice pela minimização do consumo de energia elétrica.

O ciclo de refrigeração mais eficiente possível entre dois reservatórios térmicos é o ciclo de Carnot reverso. Este é caracterizado pela reversibilidade dos processos termodinâmicos, ou seja, processos que podem ocorrer e voltar ao estado inicial sem causar mudanças na vizinhança. Termodinamicamente, o processo reversível provoca mudanças infinitesimais nas propriedades do sistema sem a perda ou dissipação de calor.

Na prática todos os processos que ocorrem na natureza são processos irreversíveis, contudo o estudo do ciclo de Carnot é justificado porque revela o quão distante um refrigerador real está da situação ideal.

2.1.2 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot está representado na figura 6 através de um diagrama temperatura-entropia (*diagrama T-s*) e compreende os seguintes processos reversíveis:

$D \rightarrow A$: Compressão adiabática isentrópica

$A \rightarrow B$: Rejeição isotérmica de calor

$B \rightarrow C$: Expansão adiabática isentrópica

$C \rightarrow D$: Recebimento isotérmico de calor

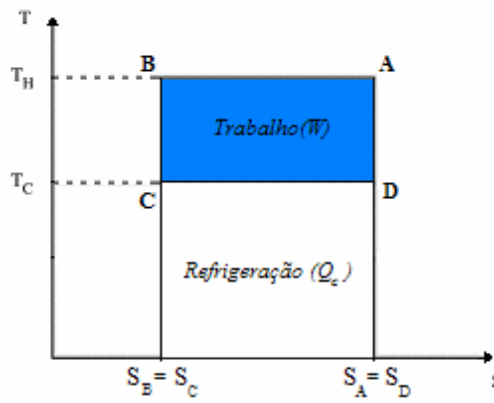


Figura 6: Ciclo de Carnot num diagrama T-s

Como descrito em STOECKER e JONES [12], “o processo C-D é a finalidade do ciclo. Todos os outros processos do ciclo ocorrem para transferir a energia retirada da fonte de baixa temperatura para um reservatório conveniente de temperatura alta”.

Na figura 6, o calor total rejeitado para o meio e o calor absorvido da fonte de baixa temperatura são representados pelos retângulos $S_A-A-B-S_B$ e $S_A-D-C-S_B$, respectivamente. Em refrigeradores reversíveis a taxa de transferência de calor Q_h/Q_c pode ser substituída pelas temperaturas absolutas, logo:

$$COP = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (3)$$

Duas ações para elevar o COP de um ciclo de Carnot são diminuir a temperatura T_h e elevar a temperatura T_c , sendo que este último tem um efeito mais significativo na eficiência do refrigerador. Na prática, há um limite para as alterações nestas temperaturas,

pois, conforme HERMES [3], “no limite onde $T_c \rightarrow T_h$, $COP \rightarrow \infty$, a Segunda Lei da Termodinâmica seria violada, já que $Q_c \rightarrow Q_h$ e $W \rightarrow 0$ ”.

O ciclo de Carnot fornece o máximo índice de performance entre duas dadas fontes térmicas, ou seja, o COP de todo refrigerador real operando com os mesmos ambientes é sempre menor. Isto ocorre porque na prática todos os processos são irreversíveis. A seguir é feita uma explanação do ciclo de refrigeração real por compressão a vapor.

O ciclo de refrigeração real deve ser o mais próximo possível do ciclo de Carnot reverso. Para tal, primeiramente os processos de absorção e rejeição de calor precisam ser isotérmicos. Portanto a substância pertencente ao ciclo deve evaporar e condensar para receber e perder calor, respectivamente.

Como há uma relação entre temperatura e pressão durante a mudança de fase de uma substância, ou seja, quanto maior a pressão de saturação, maior a temperatura de saturação, e vice-versa, um controle adequado sobre a pressão do refrigerante assegura a troca de calor entre este e as fontes térmicas. O ciclo de refrigeração nas condições descritas é mostrado na figura 7 em um diagrama T-s.

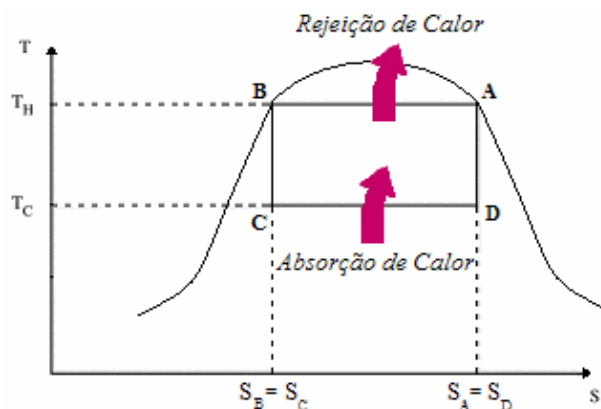


Figura 7: Ciclo de Refrigeração Ideal

No refrigerador os processos não ocorrem como mostrado na figura acima, o que, juntamente com as irreversibilidades, provocam um afastamento da condição ideal. Para comentar as modificações e não-idealidades presentes no ciclo real, é necessário conhecer os componentes básicos que formam o ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Estes são: compressor, dispositivo de expansão e dois trocadores de calor (evaporador e condensador).

O compressor e o dispositivo de expansão são responsáveis por elevar e reduzir a pressão do refrigerante nos trocadores de calor, permitindo que o mesmo condense a altas temperaturas e evapore a baixas temperaturas. As alterações e irreversibilidades mais comuns no sistema de refrigeração serão exploradas a seguir de acordo com cada componente. É importante ressaltar que cada componente possui comportamentos próprios e influencia os demais, portanto a alteração de uma condição, como, por exemplo a temperatura ambiente, afeta todo ciclo.

2.2 Componentes do Sistema de Refrigeração

Neste tópico abordam-se os componentes principais que constituem o sistema de refrigeração. São eles, em sequência, como mostrado na figura 8: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador.

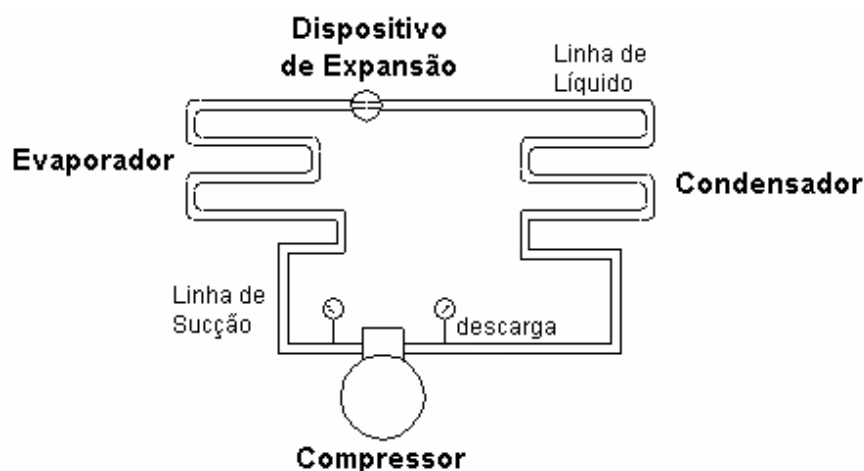


Figura 8: Principais Componentes do Sistema de Refrigeração

2.2.1 Compressor

Os compressores são equipamentos responsáveis pela elevação da pressão no condensador e redução da pressão no evaporador através do bombeamento de um gás específico. Há basicamente 2 (duas) categorias de compressores: compressores de

deslocamento positivo e compressores de palhetas. O compressor usado neste trabalho, classificado como alternativo, pertence ao primeiro grupo.

Compressores alternativos utilizam um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo em um movimento translacional de um pistão, que comprime o gás em uma câmara com um determinado volume. Quando a pressão atinge um certo patamar, uma válvula se abre permitindo a saída do gás. Na sequência o pistão recua, fechando a válvula de descarga e admitindo gás no cilindro com a abertura da válvula de sucção, como mostrado na figura 9.

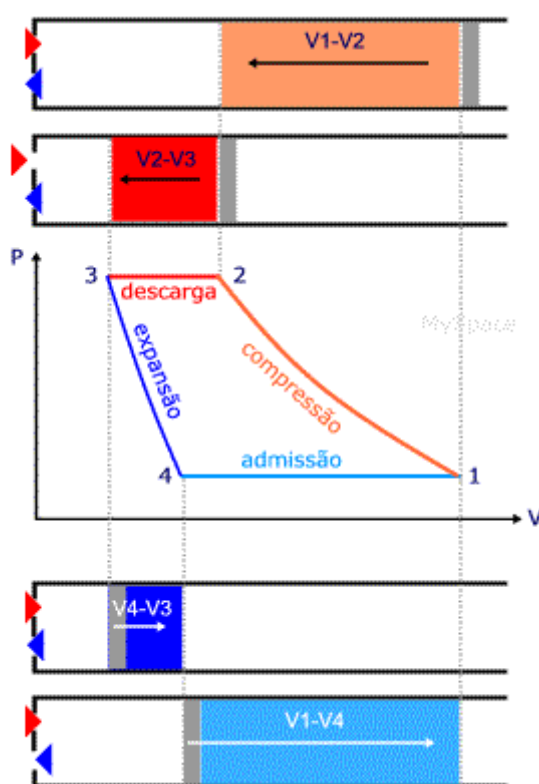


Figura 9: Processo de Compressão Ideal do Compressor Alternativo

Fonte: MSPC [13]

Para se projetar um compressor é necessário especificar sua capacidade de refrigeração (Q_r). A razão entre Q_r e energia elétrica consumida fornece o coeficiente de performance, conforme descrito no tópico 2.1.1. O volume do espaço nocivo, dado pela diferença entre o volume no ponto 4 pelo volume no ponto 3, é um dos fatores que influencia a potência exigida pelo compressor.

Nos compressores alternativos reais há diversos processos irreversíveis que provocam perda de eficiência destes dispositivos. Entre eles cita-se o atrito entre o pistão e cilindro, compressão e expansão rápidas, o aquecimento do fluido refrigerante durante sua sucção e perda de pressão nas válvulas.

2.2.2 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor devidamente projetado para que ocorra a mudança do estado de um fluido, passando-o de líquido para vapor. No caso dos refrigeradores utilizam-se evaporadores de expansão direta, onde o refrigerante muda de fase dentro dos tubos e absorve calor do ar que está ao redor.

Os evaporadores de expansão direta, conforme descrito em [12], geralmente são alimentados por uma válvula de expansão que regula a vazão de líquido de modo que o vapor refrigerante na saída do dispositivo apresente superaquecimento. Esta condição é necessária para proteger os compressores, visto que uma gota de líquido dentro do sistema de compressão causará danos irreparáveis no equipamento.

Existem diversos tipos de evaporadores no mercado, sendo que neste trabalho usou-se o tubo-em-tubo, como será descrito no capítulo 5. Dentre os processos irreversíveis que ocorrem neste componente, destacam-se a troca de calor por uma diferença finita de temperatura e a perda de pressão do refrigerante ao longo do escoamento.

Há também outros fenômenos que prejudicam o bom funcionamento do evaporador, como a formação de gelo em sua superfície. Esta camada de gelo atua como isolante, dificultando a troca de calor entre o fluido refrigerante e o ar do gabinete.

2.2.3 Condensador

Assim como o evaporador, o condensador também é um trocador de calor, porém sua função consiste em transferir calor do fluido refrigerante que circula no seu interior com o ar ambiente que está ao redor. Durante esta troca de calor ocorre a mudança do estado do fluido, passando-o de vapor para líquido, processo inverso daquele que ocorre no evaporador.

Conforme STOECKER e JONES [12], *“a taxa de transferência de calor em condensadores é predominantemente uma função da capacidade de refrigeração e das temperaturas de evaporação e condensação. O condensador precisa rejeitar a energia absorvida no evaporador mais a energia recebida no processo de compressão”*.

Os processos irreversíveis presentes no condensador são os mesmos encontrados no evaporador, ou seja, a troca de calor por uma diferença finita de temperatura e a perda de pressão do refrigerante ao longo do escoamento.

2.2.4 Dispositivo de Expansão

Conforme HERMES [3], *“o compressor e o dispositivo de expansão dividem o ciclo em duas regiões: uma de alta pressão (região de condensação) e outra de baixa pressão (região de evaporação)”*.

Os dispositivos de expansão são projetados para manter uma diferença de pressão entre os lados de alta e de baixa pressão do sistema de refrigeração e regular sua vazão de entrada no evaporador. Esta perda de pressão é realizada por uma restrição na passagem do fluido refrigerante.

Estes componentes são primordiais para o adequado funcionamento do sistema de refrigeração. Em equilíbrio o compressor aspira do evaporador a mesma quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão o alimenta. Nesta situação é necessário um ajuste adequado da perda de pressão para que a alimentação do evaporador seja otimizada. Um ajuste incorreto ou a ocorrência de algum desequilíbrio provocam uma alimentação em excesso ou deficiente do evaporador, provocando perda de eficiência do sistema de refrigeração.

Os dispositivos de expansão mais usuais são o tubo capilar, a válvula de expansão termostática e, com o desenvolvimento do campo da eletrônica, a válvula de expansão eletrônica de ação variável.

Os tubos capilares reduzem a pressão do fluido através do atrito e da aceleração. Como descrito em STOECKER e JONES [12], *“eles são simples, não apresentam partes móveis e são baratos, além de permitir a equalização das pressões no sistema durante as paradas. Dentre as desvantagens dos tubos capilares aparecem a impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga. Qualquer variação de carga*

térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto acarreta uma redução da eficiência operacional”.

As válvulas de expansão termostática regulam a vazão de refrigerante em função da taxa de evaporação. Sua característica é manter a mesma quantidade de fluido refrigerante no evaporador, sendo seu controle efetuado pelo grau de superaquecimento do fluido na saída do evaporador.

As válvulas de expansão eletrônicas de ação variável, dispositivo usado neste trabalho, são reguladas em função de um comando externo determinado pelo usuário. Como vantagem é possível otimizar a operação do evaporador e aumentar a eficiência energética dos sistemas de refrigeração. Elas serão exploradas no capítulo 5, onde se descreve o sistema em estudo.

2.3 *Ciclo Real de Refrigeração por Compressão a Vapor*

Devido às citadas irreversibilidades termodinâmicas, o ciclo de refrigeração real se afasta do ciclo ideal, indicando uma significativa redução na eficiência do sistema, comprometendo a capacidade de refrigeração e, por consequência, o coeficiente de performance.

Os componentes descritos no tópico anterior são interligados para formar o sistema de refrigeração por compressão a vapor, portanto o comportamento e desempenho destes componentes são interdependentes, conforme mostrado na figura 10.

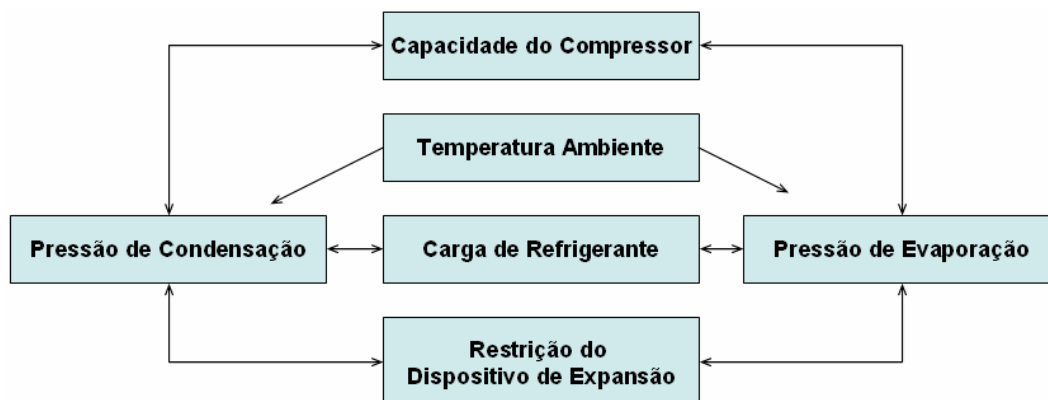
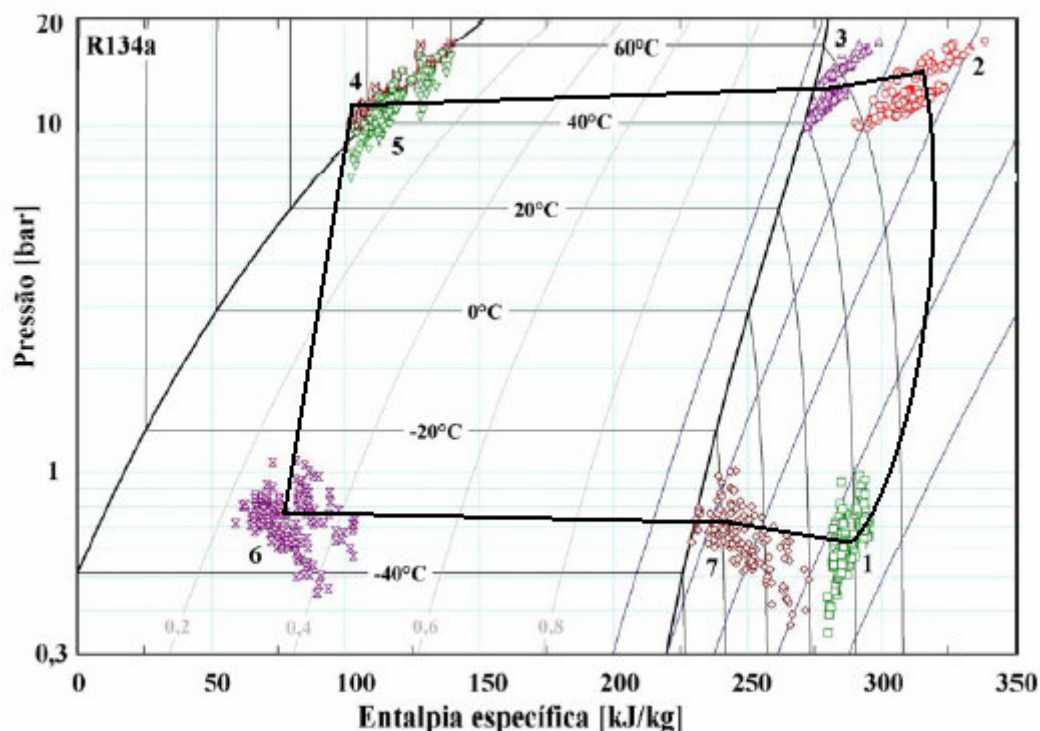


Figura 10: Interdependência entre os Componentes de um Sistema de Refrigeração

Adaptado de HERMES [3]

Ainda há sistemas de refrigeração que fazem uso de um trocador de calor adicional conhecido como trocador de calor interno, cuja função é transferir energia para o fluido na linha de sucção, evitando a sucção de líquido pelo compressor e diminuindo o título do fluido refrigerante bifásico na entrada do evaporador. O ciclo real de refrigeração por compressão a vapor é mostrado na figura 11.



*Figura 11: Diagrama P-h do Ciclo Real de Refrigeração por Compressão a Vapor
Adaptado de GONÇALVES [14]*

O fluido refrigerante, ao sair do evaporador a uma determinada temperatura com certo grau de superaquecimento (ponto 7), recebe calor do meio durante seu transporte até o cilindro do compressor (ponto 1). Como o processo de compressão não é adiabático, fluido refrigerante realiza troca de calor com a parede do cilindro, o que explica a curva entre os pontos 1 e 2.

Enquanto o fluido é enviado ao condensador, o mesmo perde calor para a vizinhança, acarretando redução de sua entropia. Ao entrar no condensador o fluido ainda está no estado de vapor superaquecido (ponto 3). Neste componente ele perde calor até o ponto de saturação, quando inicia sua condensação. Ao final do processo (ponto 4), além da perda de pressão, o fluido encontra-se no estado de líquido sub-resfriado.

Ao ingressar no dispositivo de expansão o fluido sofre uma redução de pressão, ocorrendo sua expansão e uma aceleração do seu fluxo. À baixa pressão o fluido refrigerante entra na região bifásica (líquido e vapor) e se encaminha ao evaporador nesta condição (ponto 6). Uma vez à baixa temperatura, ocorre sua evaporação pela absorção do calor do ar do gabinete. Após percorrer toda tubulação do evaporador (ponto 7), o fluido no estado de vapor superaquecido é novamente succionado ao cilindro para ser comprimido, completando o ciclo de refrigeração.

O método de análise comumente usado para avaliar a performance de sistemas de refrigeração consiste na determinação de pontos de equilíbrio através de experimentos sistematizados. Um método mais moderno consiste na simulação do sistema de refrigeração empregando as leis que regem seu comportamento, como a Lei de Conservação da Energia.

Como descrito em STOECKER e JONES [12], *“a simulação de sistemas é, de fato, a solução de um sistema de equações que representam o comportamento característico de todos os componentes que compõem o sistema”*. Esta é a alternativa desejada para o projeto de um controlador, porém para realizar a simulação faz-se necessário a obtenção de modelos matemáticos envolvendo equações diferenciais que informam o comportamento transitório do sistema.

Na literatura encontram-se poucos trabalhos que modelam o sistema de refrigeração como um todo pelo fato do sistema apresentar fenômenos bastante complexos e não-lineares. Somente no condensador têm-se duas regiões de descontinuidade em função das mudanças de fase do fluido refrigerante.

Como forma de descrever os fenômenos presentes no sistema de refrigeração, relata-se qualitativamente o comportamento cíclico de um refrigerador doméstico com tubo capilar após o compressor ser desligado pelo termostato. Esta descrição foi baseada no trabalho de JAKOBSEN [15] e HERMES [3].

No estado inicial do sistema, após o compressor ser desligado, ocorre uma migração do fluido refrigerante no estado líquido do condensador para o evaporador devido às diferenças de pressões na entrada e saída do tubo capilar, ocasionando um aumento da pressão no evaporador e perda de pressão no condensador, que fica preenchido com fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido. Portanto, a maior parte do fluido refrigerante encontra-se no evaporador ou dissolvido no óleo do compressor. A

quantidade de fluido refrigerante no compressor é função do aumento da sua pressão interna e do decréscimo de sua temperatura.

Quando o compressor é ligado, o primeiro componente a ser afetado é o condensador. Como grande parte do fluido é bombeado para este componente, sua pressão se eleva rapidamente até alcançar a pressão de saturação correspondente à temperatura da parede do condensador. Na medida que a pressão do condensador aumenta, inicia o fluxo do refrigerante através do tubo capilar, porém ocorre um acúmulo de massa no condensador porque o fluxo pelo tubo capilar é mais baixo do que o fluxo de massa bombeado pelo compressor.

No evaporador, nos primeiros instantes, ocorre uma lenta queda da pressão de evaporação devido à evaporação do refrigerante e ao desprendimento do refrigerante dissolvido no óleo do compressor.

Depois de um certo tempo grande parte do fluido refrigerante no condensador encontra-se no estado líquido, aumentando o grau de sub-resfriamento e o fluxo do fluido refrigerante através do tubo capilar devido à elevação da pressão. No evaporador há uma queda de pressão mais acentuada pelo fato do compressor succionar maior quantidade de massa e, como consequência, eleva-se o grau de superaquecimento do vapor.

Decorrido algum tempo o fluxo de gás refrigerante e a energia consumida pelo compressor começam a decair como resultado do decréscimo da pressão de sucção e elevação da pressão no condensador em conjunto com o aquecimento do vapor na entrada do cilindro do compressor. Inicia-se o processo de estabilização do fluxo de massa, da potência consumida e das pressões de evaporação e de condensação, levando o sistema a um ponto de equilíbrio.

Pelos motivos descritos acima, optou-se neste trabalho pela modelagem matemática indutiva, ou identificação de sistemas, onde os modelos são obtidos através de experimentos e análise do comportamento das saídas com base nas entradas. Conforme MAIA [16], *“esta técnica não leva em consideração nenhum mecanismo físico e o seu domínio de validade é restrito à faixa de operação utilizada no processo de identificação do modelo. São freqüentemente usados para análise e concepção de sistemas de controle de sistemas de refrigeração”*. No capítulo 4 este assunto é abordado em maior profundidade.

Capítulo 3

Revisão Bibliográfica

A modelagem matemática pode ser dividida em duas grandes categorias segundo o conhecimento acerca das leis que regem o funcionamento do sistema: modelagem física e identificação de sistemas. Neste sentido foram feitas pesquisas na literatura buscando trabalhos que abordam a modelagem de sistemas de refrigeração com o objetivo de realizar uma análise crítica. Também foram abrangidos trabalhos que aplicaram a Teoria de Controle no sistema em questão.

3.1 Modelagem Física de Sistemas de Refrigeração

A modelagem física é elaborada a partir das leis físicas que descrevem o comportamento do sistema, entre elas os princípios da conservação de energia, da conservação da massa e da quantidade de movimento. No caso de sistemas de refrigeração, modela-se cada um dos seus componentes individualmente – compressor, condensador, evaporador, gabinete e dispositivo de expansão – e os integra posteriormente.

HE e LIU *et al.* [17] focam o desenvolvimento de modelos para prever o valor do superaquecimento ou sub-resfriamento do fluido refrigerante nos trocadores de calor. A base do trabalho é o fato da eficiência energética dos sistemas de refrigeração depender totalmente dos estados termodinâmicos do refrigerante nos componentes que formam a unidade selada, dadas uma certa carga térmica e temperatura ambiente. Os autores modelaram o ciclo de compressão do vapor baseado em uma interface móvel aproximada, conforme o trabalho de WEDEKIND e BHATT *et al.* [18]. Estes últimos mostraram que a

fração de vazio (*mean void fraction*) permanece relativamente invariante na região bifásica do trocador de calor durante a operação, possibilitando caracterizar a distribuição de líquido/vapor na região bifásica por esta única variável.

Os modelos desenvolvidos por [17] possuem como variáveis de saída o grau de superaquecimento na saída do evaporador, pressão de evaporação e pressão de condensação; enquanto que as de entrada são: a rotação do compressor, a rotação do ventilador e a abertura do dispositivo de expansão. Foi obtida uma matriz de equações diferenciais parciais não-lineares de 11^a ordem e linearizaram o modelo nas proximidades de um ponto de operação de interesse.

A aplicação deste modelo em outro sistema requer adaptações, pois envolve parâmetros dos trocadores de calor e da tubulação em si, entre outras características construtivas, além de uma quantidade muito grande de estados. Este último torna-se um complicador se houver a necessidade de usar muitos transdutores no produto final, encarecendo o valor do refrigerador.

Ao final os autores validaram o modelo em um ponto de operação. O procedimento consistiu na realização de pequenas variações em degraus nas entradas (rotação do compressor e abertura da válvula de expansão) num ponto de operação. Como resultado uma razoável precisão foi atingida, pois há discrepâncias entre os resultados experimentais e o modelo. Como forma de minimizar os erros de modelagem recomenda-se a estimação mais precisa dos parâmetros relacionados às propriedades termodinâmicas.

HERMES [3] teve como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia de modelagem dos componentes de refrigeradores domésticos. O motivador para o estudo do segmento doméstico é a ampla quantidade deste tipo de sistema em operação associada à sua baixa eficiência termodinâmica.

No trabalho em questão cada um dos componentes foi modelado separadamente, o que permitiu a avaliação dos comportamentos individuais, com foco na simulação integrada dos componentes. A simulação do comportamento do refrigerador, cada vez mais explorada pela rapidez na obtenção de resultados combinada com a concordância dos resultados, é uma alternativa aos ensaios experimentais normalizados, forma tradicional de se projetar e avaliar o desempenho deste sistema.

O propósito dos modelos foi estudar tanto o regime permanente (sistema estabilizado em um ponto de operação) como o comportamento dinâmico do sistema (regime transiente). Para tal foram aplicados os princípios da conservação da massa, da

energia e da quantidade de movimento linear em um sistema doméstico específico e empregado equações diferenciais no tempo e no espaço. Optou-se pela modelagem de um refrigerador em particular por questões de praticidade e também para caracterizar e entender os fenômenos físicos inerentes ao sistema de refrigeração, portanto não houve a intenção de desenvolver modelos específicos.

O refrigerador em estudo é constituído por: compressor, condensador do tipo arame-sobre-tubo, evaporador *roll-bond*, trocador de calor tubo capilar – linha de sucção tipo concêntrico e usa o gás HFC-134a como fluido refrigerante.

Primeiramente é realizada uma classificação dos modelos encontrados na literatura usados para representar os diversos componentes do sistema de refrigeração e, posteriormente, selecionado os mais adequados para simular fenômenos físicos de interesse, buscando uma boa relação entre fidelidade e complexidade.

A modelagem do compressor foi dividida em sub-modelos (câmara de compressão e carcaça) e visou representar os fenômenos de transferência de calor, de quantidade de movimento e de massa. Vários ensaios no calorímetro foram realizados para determinar os parâmetros empíricos necessários à modelagem, como os coeficientes de perda de carga.

Modelos distribuídos desenvolvidos com base nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia foram utilizados no evaporador *roll-bond*, no condensador e no trocador de calor tubo capilar – linha de sucção. A modelagem destes componentes visou:

- Evaporador: determinação do grau de superaquecimento do refrigerante na saída e a caracterização da temperatura, pressão e massa específica ao longo do escoamento e o fluxo de calor ao longo da placa evaporadora a cada instante de tempo;
- Condensador: determinação do inventário de massa neste componente e a quantidade de calor rejeitada ao ambiente externo, bem como a caracterização da temperatura, pressão e massa específica ao longo do escoamento a cada instante de tempo;
- Trocador de Calor Tubo Capilar – Linha de Sucção: determinação dos perfis de pressão e temperatura ao longo do trocador de calor a cada instante de tempo.

Ao final todos os modelos individuais alcançaram uma boa precisão, porém não houve êxito na simulação integrada dos modelos desenvolvidos devido aos problemas de descontinuidade na transição entre o escoamento monofásico e bifásico presente nos trocadores de calor do sistema.

GONÇALVES [14] propõe uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente. Essa metodologia utiliza informações de ensaios experimentais combinadas com a modelagem física e global do sistema. O refrigerador foi modelado com base nos princípios fundamentais da conservação da massa e da energia, fornecendo equações algébricas não-lineares.

Para determinar os parâmetros empíricos necessários para os modelos, foram realizados ensaios experimentais em um sistema específico mantendo a temperatura do ar ambiente e a temperatura dentro do gabinete constantes, ou seja, carga térmica também constante. Os modelos foram implementados de forma modular e vários testes de validação foram realizados. Verificou-se que os modelos captam com razoável precisão o comportamento das variáveis em estudo, obtendo erros de modelagem na faixa de $\pm 5^\circ\text{C}$ para a temperatura do ar no interior do gabinete e $\pm 10\%$ para a potência do compressor. Em contrapartida, foi necessário substituir a carga de fluido refrigerante pelo grau de superaquecimento na saída do evaporador porque o uso da primeira variável de forma independente resultou em baixa concordância entre os resultados experimentais e o modelo, além de provocar dificuldade de convergência do programa computacional.

Na seqüência o autor analisou o efeito combinado da carga de fluido refrigerante, da restrição do dispositivo de expansão e da rotação do compressor sobre o desempenho do sistema. O resultado deste trabalho é mostrado na figura 12.

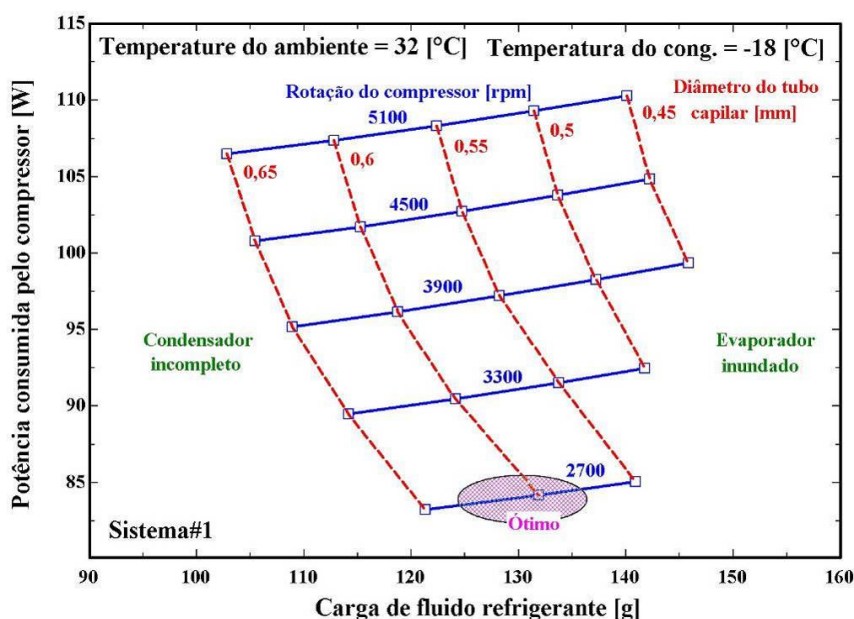


Figura 12: Mapa de Estados do Refrigerador

Fonte: GONÇALVES [14]

Este estudo mostrou que o consumo de energia do refrigerador pode ser minimizado pela ação combinada de 3 (três) variáveis operacionais: rotação do compressor, abertura do dispositivo de expansão e carga de fluido refrigerante. A área demarcada na figura 12 é a região onde se obteve menor consumo de energia, portanto um maior coeficiente de performance. A região ótima de operação está associada a uma baixa rotação do compressor e uma adequada condição de saturação no evaporador proporcionada pela abertura do dispositivo de expansão e pela carga de refrigerante.

MAIA [16] desenvolveu um modelo físico para simular o comportamento transiente de um evaporador de tubos concêntricos. Seu objetivo foi elaborar uma estratégia de controle capaz de garantir continuamente o funcionamento adequado do sistema nos regimes permanente e transiente, uma vez que o modo de operação tradicional baseado no controle “liga-desliga” é responsável por grandes perdas de eficiência em virtude dos transientes de partida e de parada do compressor.

Sua estratégia se baseia no controle simultâneo da rotação do compressor e da abertura do dispositivo de expansão de forma a alimentar adequadamente o evaporador e regular a capacidade de refrigeração do sistema. Portanto, deseja-se proporcionar um superaquecimento ideal na saída do evaporador e controlar a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador (equivalente à temperatura do ar no interior do gabinete) conforme a necessidade do usuário.

Os modelos foram elaborados com base nos princípios da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento. Através de alguns ensaios experimentais envolvendo degraus nas entradas verificou-se que na faixa de operação em estudo a temperatura de condensação sofreu pouca variação, portanto optou-se por não modelar o condensador. Logo a temperatura de condensação e o grau de sub-resfriamento assumiram valores fixos e fornecidos como dado de entrada.

Para o modelo do compressor, o autor optou por uma elaboração mais simplificada valendo-se de relações extraídas da literatura. Para representar o evaporador foi usado um modelo distribuído (múltiplas zonas) em virtude da complexidade existente nas regiões de escoamento bifásico. A determinação de grandezas como os coeficientes de troca de calor entre o fluido refrigerante e a parede dos tubos e a fração de vazio foi realizada empregando-se correlações empíricas extraídas da literatura. A figura 13 mostra as entradas e saídas utilizadas para modelar o sistema de refrigeração.

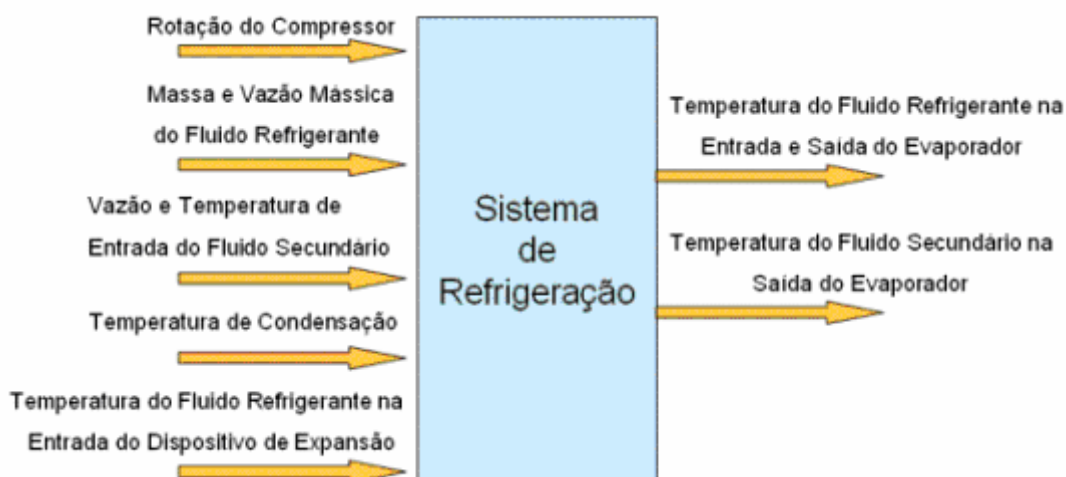


Figura 13: Modelo do Sistema de Refrigeração

Fonte: MAIA [16]

Através da temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador calcula-se o grau de superaquecimento do fluido refrigerante, enquanto a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador está fortemente ligada à capacidade de refrigeração do sistema.

Na sequência validou-se o modelo em regime permanente e regime transiente a partir da comparação entre os resultados experimentais adquiridos de um sistema em estudo e os resultados obtidos em simulações. A metodologia empregada na validação consistiu em ajustar o sistema para operar com um superaquecimento de aproximadamente 7°C e reduzir bruscamente (degrau na ordem de 5%) a vazão mássica na entrada do evaporador através do fechamento da válvula de expansão.

A análise dos experimentos mostrou que, em regime permanente, o aumento da temperatura de evaporação favorece o crescimento do COP, uma vez que a variação de entalpia no compressor diminui. Por outro lado, o aumento da velocidade de rotação do compressor tende a diminuir o COP, já que com o crescimento da vazão mássica cresce também as irreversibilidades de compressão.

Uma boa precisão do modelo foi atingida nas faixas de operação em estudo. Fez-se uso de um esquema *gain scheduling* para que os parâmetros do modelo selecionado (ganho estático e constante de tempo) se adaptassem às mudanças nas condições de operação, determinados pela rotação do compressor e pela temperatura de evaporação.

3.2 Identificação de Sistemas de Refrigeração

Na identificação, o sistema é visto como uma caixa-preta onde nenhuma informação sobre o mesmo está disponível. Toda modelagem é baseada nos dados de entradas e saídas do sistema em estudo e a escolha da estrutura do modelo é geralmente feita de forma empírica. Quando informações auxiliares são usadas na identificação de sistemas, a identificação é denominada caixa-cinza. A seguir são explanados alguns trabalhos em ambas as áreas.

OUTTAGARTS e HABERSCHILL *et al.* [19] estudaram o regime permanente e o regime transiente de um sistema de refrigeração composto por um CRV e uma EEV acionada por um motor de passo, conforme diagrama mostrado na figura 14. O aparato experimental, com capacidade de refrigeração máxima de 6kW, permite a variação da temperatura de evaporação (T_E) de -20° à $+10^\circ\text{C}$.

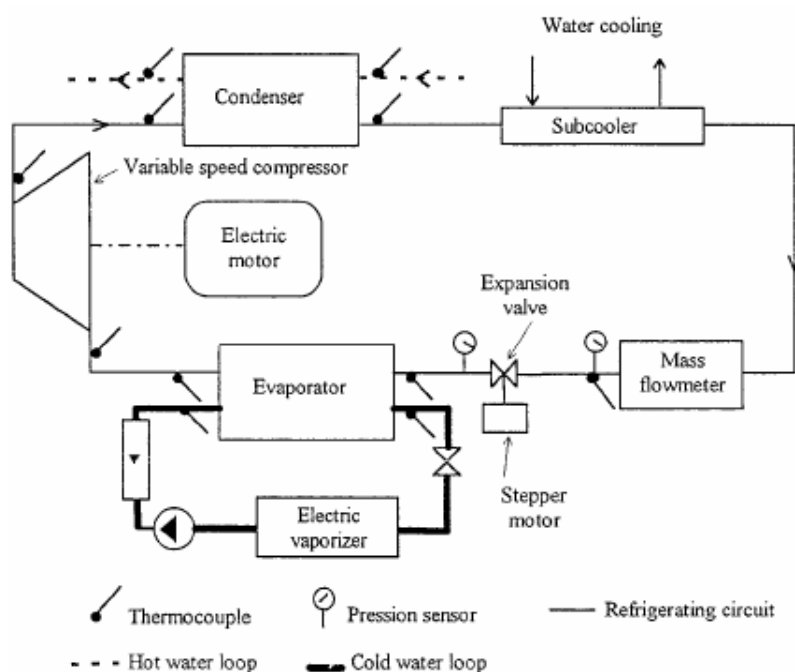


Figura 14: Diagrama de Blocos Simplificado do Sistema de Refrigeração

Fonte: OUTTAGARTS e HABERSCHILL *et al.* [19]

O objetivo do trabalho foi implementar algoritmos de controle para controlar a abertura da EEV e, conseqüentemente, regular o grau de superaquecimento na saída do evaporador para melhor casar a capacidade de refrigeração com a carga térmica, ou seja, para otimizar a performance do sistema.

Para modelar a dinâmica do grau de superaquecimento na saída do evaporador foi aplicado um degrau no fluxo de massa e verificou-se que o mesmo se comportou como um sistema de primeira ordem com atraso. O termo exponencial (atraso de transporte) foi aproximado por um modelo de primeira ordem para facilitar o projeto do controlador. Já o orifício da válvula varia continuamente com o número de passos do motor de passos, portanto este comportamento é modelado com um integrador e um ganho proporcional.

A mesma variação no fluxo de massa foi realizada em regiões de operação diferentes, estes caracterizados pela T_E e pela rotação do compressor ($N = 1000$ à 3000rpm). Com os resultados elaborou-se uma função para determinar os parâmetros do modelo com base nas duas variáveis descritas.

Na sequência dois algoritmos de controle foram estudados: controlador PD e controlador OQR (*optimal qualitative regulation*). Não foi proposto um controlador com ação integral pelo fato da EEV realizar esta função. A performance dos dois controladores foi comparada em 3 (três) condições diferentes:

1. Regime Permanente: para todas as condições de operações as duas leis de controle proporcionaram a alimentação adequada do evaporador, portanto erro nulo entre o superaquecimento medido na saída do evaporador e o valor de referência;
2. Regime Transiente após a aplicação de um degrau na rotação do compressor: com o controle PD o superaquecimento reage mais rápido, entretanto com o controle OQR o superaquecimento é mais estável, apesar do tempo de estabilização ser da mesma ordem de magnitude em ambos os casos. Este último variou entre 15 a 45 segundos, pois é dependente do ponto de operação. Os resultados destes testes são mostrados na tabela 1.

Tabela 1 – Resultado dos Testes após Variação em Degrau na Rotação do Compressor

Step value (r.p.m.)	<i>N</i> initial (r.p.m.)						
	1000		1500		2000		3000
	+ 300	+ 300	+ 300	+ 1000	– 300	– 1000	– 300
Evaporation temperature (°C)	– 10	+ 10	– 10	– 10	– 20	– 20	+ 10
Superheat maximum variation (K)	<div style="display: inline-block; vertical-align: middle;"> <div style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">{</div> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle;"> PD OQR </div> </div>	4	1.5	1	3.4	< 1	2.5
		3	1.2	1	3.2	< 1	2

Fonte: OUTTAGARTS e HABERSCHILL et al. [19]

3. *Pull Down*: neste caso algumas adaptações em ambos os controladores foram realizadas no sentido de proteger o compressor durante o regime transiente. Elaboraram dois procedimentos de partida do sistema, ambas relacionadas à rotação do compressor: fixada em um valor ou variando em forma de rampa até o valor desejado. A estratégia de controle da EEV consistiu em efetuar degraus na sua abertura. Os resultados mostraram que o grau de superaquecimento ao final do ensaio sempre foi maior do que a referência e quanto maior a rotação do compressor, menor o tempo de estabilização, independente do controlador usado. Os resultados destes ensaios encontram-se na tabela 2.

Tabela 2 – Resultado dos Testes de Pull Down

		Rotation speed (r.p.m.)				
		1000	2000		3000	
		Step	Step	Ramp	Step	Ramp
OQR	$t_s(s)^\dagger$	250	95	130	83	100
	$\Delta(\Delta T_s) (K)$	11	29	40	34	36
PD	$t_s(s)^\dagger$	160	100	80	90	50
	$\Delta(\Delta T_s) (K)$	31	35	24	35	18

† Time necessary to reach the set value.

Fonte: OUTTAGARTS e HABERSCHILL et al. [19]

PÖTTKER [2] comparou 4 (quatro) configurações de um sistema de refrigeração através da combinação de compressores de rotação fixa e CRV com dispositivos de expansão fixo e variável, conforme a tabela 3.

Tabela 3 – Configurações do Sistema de Refrigeração

	Compressor	Dispositivo de Expansão
Configuração 1	Rotação Fixa	Fixo
Configuração 2	Rotação Fixa	Variável
Configuração 3	CRV	Fixo
Configuração 4	CRV	Variável

Foi construída uma bancada experimental dotada de um VCC e de uma EEV tipo PWM para simular o funcionamento de um sistema de refrigeração, conforme a figura 15.

Este aparato, também utilizado no presente trabalho, como será descrito no capítulo 5, permite variar independentemente as condições de transferência de calor no condensador e no evaporador, portanto é possível realizar ensaios em várias regiões de operação.



Figura 15: Vista Geral da Bancada Experimental

Fonte: PÖTTKER [2]

Diversos ensaios foram executados, após a elaboração de uma metodologia experimental, definição de um critério de regime permanente e do tempo de amostragem e concepção de um programa para processar os dados. Os resultados indicaram que o COP de um sistema de refrigeração com carga de refrigerante constante pode ser maximizado através de um adequado ajuste da rotação do compressor e da abertura da EEV.

Seu estudo mostrou que sistemas dotados de CRV e dispositivos de expansão variável são mais eficientes por serem capazes de casar a capacidade de refrigeração com a carga térmica e, ao mesmo tempo, operar numa condição de superaquecimento ótima no evaporador, ou seja, condição de máximo COP.

Também foram analisados os efeitos combinados da rotação do compressor, da abertura da válvula de expansão eletrônica e da carga de refrigerante sobre a performance do sistema de refrigeração, considerando também as temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador e condensador.

Ao modificar o ponto de operação, verificou-se que quanto maior a temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador, maior também a abertura ótima da EEV para uma mesma rotação. Efeito inverso ocorreu ao elevar a temperatura de entrada do fluido secundário no condensador, porém observou-se que os graus de superaquecimento correspondentes aos pontos de máximo COP possuem valor médio de 2°C, independente das condições de transferência de calor no evaporador e condensador.

Portanto, concluiu-se que o coeficiente de performance ótimo está diretamente relacionado com o grau de superaquecimento na saída do evaporador e que, num sistema com carga de refrigerante fixa, para cada rotação do compressor existe uma abertura da EEV na qual o COP é ótimo, sendo esta uma função das temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador e no condensador.

3.3 Controle de Sistemas de Refrigeração

O estudo de sistemas de refrigeração compostos por CRV e EEV se tornou muito atrativo, principalmente em virtude dos novos desafios da indústria de refrigeração. Conforme PÖTTKER e MELO [6], *“tais componentes permitem a implementação de estratégias de controle energeticamente inteligentes, capazes de melhorar o controle de temperatura e de reduzir o consumo de energia”*. Como motivação para o desenvolvimento deste trabalho, fez-se uma revisão bibliográfica sobre este tema.

HE e LIU *et al.* [20] apresentaram o estudo de um controlador MIMO para sistemas de compressão a vapor com o objetivo de controlar o grau de superaquecimento e a temperatura de evaporação. Os autores utilizaram como variáveis de entrada a rotação do compressor e a abertura da EEV e como variáveis de estado o comprimento das seções “bifásicas” no evaporador e condensador, as pressões de evaporação e de condensação e as temperaturas das paredes do evaporador e condensador.

Os autores compararam a performance limitada do controlador dual-SISO com um controlador MIMO ajustado pela técnica LQG (*Linear-Quadratic Gaussian*). A característica do controlador dual-SISO é regular duas malhas de controle de forma independentes. No caso deste artigo, a primeira e a segunda malhas de controle regularam, respectivamente, a temperatura de evaporação através da rotação do compressor e o grau de superaquecimento na saída do evaporador através da abertura da EEV, ignorando o acoplamento destas variáveis no sistema de refrigeração.

Após a implementação dos controladores, experimentos foram conduzidos em um ponto de operação. Estes consistiram em mudar separadamente, em forma de degrau, as referências. Primeiramente o grau de superaquecimento foi mantido constante em 5°C, enquanto a T_E passou de 8,5°C para 7°C. Na sequência a T_E permaneceu em 8,5°C e o grau de superaquecimento variou de 5°C para 4°C. Em ambos os ensaios o controlador MIMO foi 2 vezes mais rápido para alcançar a nova condição de regime permanente, além de regular as saídas de forma mais estável.

Testes de rejeição de perturbação através da mudança da rotação do ventilador no interior do refrigerador também foram contemplados e o controlador MIMO teve um desempenho melhor se comparado ao dual-SISO, como é mostrado na figura 16.

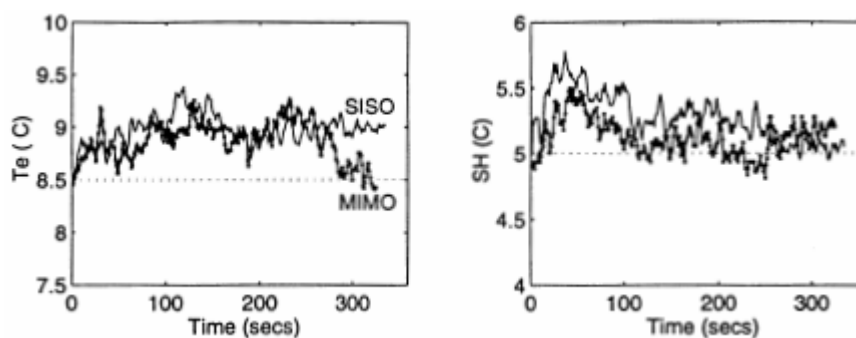


Figura 16: Resultado do Ensaio de Rejeição de Perturbação

Fonte: HE e LIU et al. [20]

Como utilizaram um modelo linearizado para desenvolver o estudo, o desempenho dos controladores propostos será prejudicado em outra região de operação. Portanto foi proposta a técnica *gain scheduling* para adaptar tanto o modelo da planta como os parâmetros dos controladores em uma maior faixa de operação.

Para implementar esta técnica, dois pontos de operação distintos baseados na rotação do compressor e na abertura da EEV foram escolhidos, logo as perturbações do

sistema (carga térmica, rotação dos ventiladores no interior e no exterior do refrigerador) foram mantidas constantes. O diagrama esquemático do controlador MIMO gain scheduling utilizado é mostrado na figura 17.

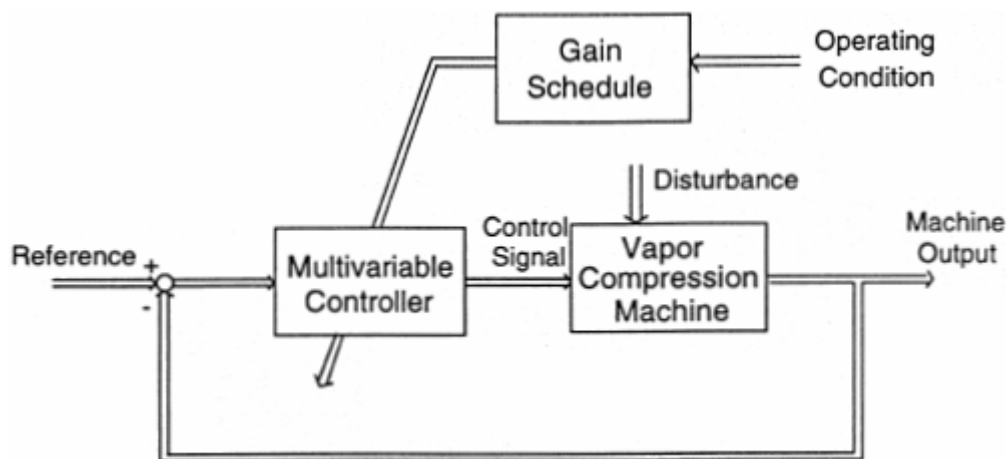


Figura 17: Diagrama do Controlador MIMO Gain Scheduling

Fonte: HE e LIU et al. [20]

O ensaio executado para analisar a performance dos controladores consistiu em modificar a referência da T_E de 7°C para 10°C, ao passo que o grau de superaquecimento foi fixado em 4,5°C. O controlador MIMO mostrou desempenho superior se comparado ao dual-SISO, mostrado na figura abaixo, porém a técnica LQG requer o uso da tentativa e erro para ponderar as matrizes utilizadas na função custo quadrática a ser minimizada.

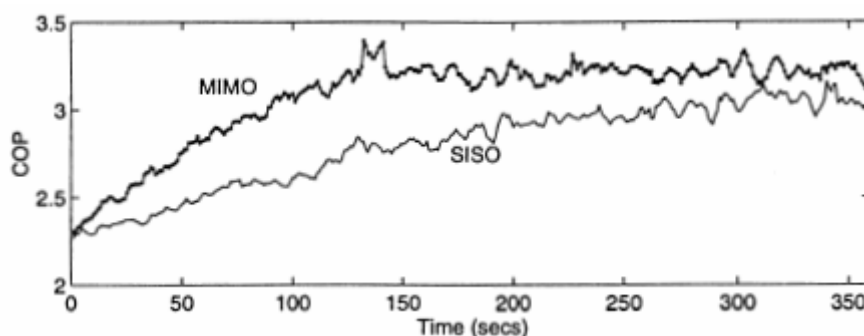


Figura 18: Performance dos Controladores ao aplicar a Técnica Gain Scheduling

Fonte: HE e LIU et al. [20]

FREDSTED e BERNARDI [21] desenvolveram um controlador MIMO para um sistema de refrigeração composto por uma EEV e um CRV. A estratégia adotada para

aumento do coeficiente de performance e minimização do consumo de energia foi casar continuamente a capacidade de refrigeração e as condições de carga térmica. Para tal, usaram como saídas o grau de superaquecimento no evaporador e a temperatura de saída do fluido secundário no evaporador.

Experimentos foram realizados ao redor de um ponto de operação através da variação em degrau da abertura da válvula de expansão e da rotação do compressor visando a análise do acoplamento das variáveis de saída e identificação do sistema. A estrutura dos modelos selecionada é um ARX (*Auto Regressive with Exogenous Input*), portanto as não-linearidades não foram consideradas.

O controlador possui um sinal *feedforward* calculado por modelos matemáticos simples e gerais que possuem como variáveis de entrada: pressão antes e depois da EEV (P_{bv} e P_{av} , respectivamente), grau de abertura da EEV (OD), temperatura e pressão depois do evaporador (T_{ae} e P_{ae} , respectivamente) e rotação do compressor (RPM). Ao sinal *feedforward* foi acrescido duas ações de controle independentes advindas de dois controladores PID locais para compensar as ineficácias dos modelos, conforme a figura 19.

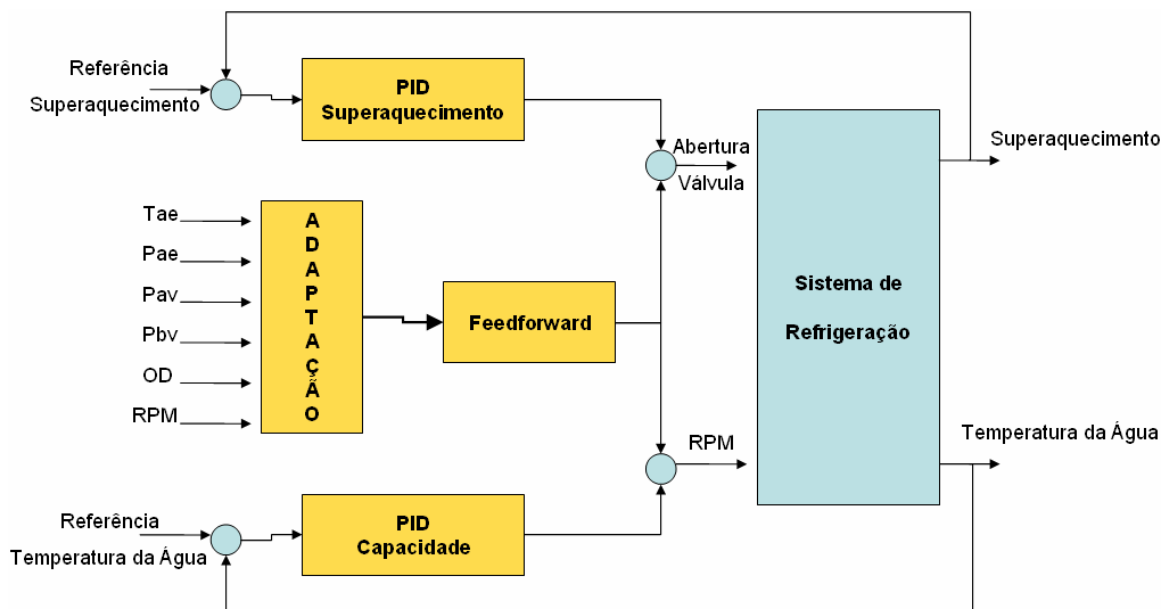


Figura 19: Estrutura do Controlador Feedforward e PID

Fonte: FREDSTED e BERNARDI [21]

A idéia ao implementar tal estrutura foi tornar o controlador adaptável às mudanças das condições do sistema. O ajuste dos controladores PID baseou-se na sintonia Kappa-

Tau, também conhecidos como “*New Tuning Methods*”. Para mostrar a efetividade do sinal *feedforward*, os autores realizaram um degrau na rotação do compressor. O resultado mostrou uma ação imediata do controlador, promovendo mínima mudança no valor do grau de superaquecimento (variação na ordem de $\pm 1^\circ\text{C}$). Nenhum resultado de rejeição de perturbação ou seguimento de referência foi apresentado.

LEDUCQ e GUILPART *et al.* [22] propuseram uma estratégia de otimização dinâmica de ciclos de compressão a vapor usando MPC (*model predictive control*). Baseado em modelos não-lineares, o controlador é composto de um otimizador global e controladores dinâmicos locais. Foram usados modelos de baixa ordem reduzidos de um modelo distribuído completo formado por 7 (sete) equações diferenciais ordinárias. O diagrama de blocos do controlador é mostrado na figura 20.

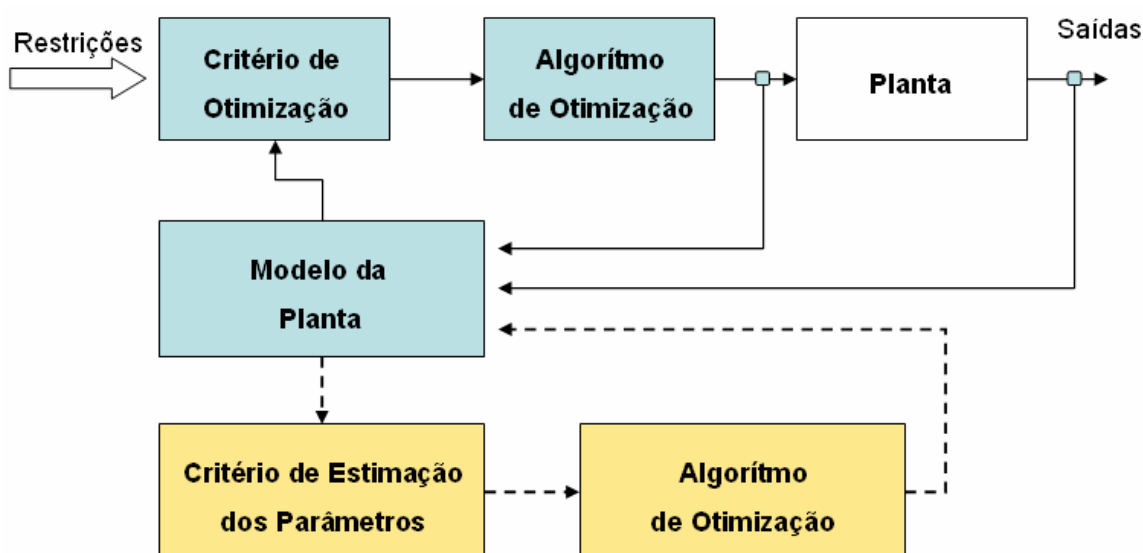


Figura 20: Diagrama de Blocos do Controlador Preditivo Ótimo Não-Linear

Fonte: LEDUCQ e GUILPART *et al.* [22]

O objetivo da otimização deste sistema foi satisfazer uma determinada capacidade de refrigeração minimizando o consumo de energia através do valor do coeficiente de performance. Como restrições citam-se os valores máximos e mínimos de operação da rotação do compressor e do ventilador.

Este controlador preditivo não-linear foi implementado em um sistema de refrigeração específico e realizaram ensaios de rejeição de perturbação variando as condições de transferência de calor no evaporador, caracterizadas pela temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador e pela vazão mássica do fluido secundário.

Obteve-se uma economia de energia entre 8 à 20%, dependendo do número de atuadores disponíveis para a otimização.

PÖTTKER [2] propôs uma metodologia para controle da abertura da EEV com base na equação abaixo, que é função da rotação do compressor (N_{CP}), da temperatura de condensação ($T_{4,s}$) e temperatura de evaporação ($T_{9,s}$).

$$AB_{ótima} = c_1 + c_2 \cdot (N_{CP}) + c_3 \cdot (N_{CP})^2 + c_4 \cdot (T_{9,s}) + c_5 \cdot (T_{4,s}) \quad (4)$$

A equação não foi implementada no sistema, porém através de simulações obteve-se erros na faixa de $\pm 1\%$ se comparados aos valores experimentais. De acordo com o autor, esta banda de erro é perfeitamente aceitável porque gera variações inferiores a 1% no coeficiente de performance.

3.4 *Considerações Finais*

Neste capítulo foram abordados alguns dos trabalhos presentes na literatura que abrangem a área de modelagem e controle de sistemas de refrigeração. A pesquisa e o desenvolvimento de refrigeradores energeticamente mais eficientes pelas indústrias do ramo conta com um forte apelo ambiental e o apoio de órgãos governamentais e não governamentais. Neste cenário que se encaixa este trabalho, que serve como base para o desenvolvimento de estratégias de controle multivariáveis adequadas visando a redução do consumo de energia dos sistemas de refrigeração.

No próximo capítulo os Fundamentos de Identificação e Controle de Sistemas são apresentados com o intuito de apresentar as ferramentas aplicadas no desenvolvimento deste trabalho. Esta é uma área bastante extensa; portanto recomenda-se aos interessados em aprofundar seus conhecimentos uma leitura das referências bibliográficas citadas ao longo do texto.

Capítulo 4

Fundamentos de Identificação e Controle de Sistemas

4.1 *Identificação de Sistemas*

O modelo matemático de um sistema é uma abstração de um processo real e permite estudar o comportamento de suas saídas sem a necessidade de intervir diretamente no mesmo. Para se modelar um sistema é necessário definir quais fenômenos pretende-se estudar e quais simplificações serão realizadas, dificilmente um modelo representará fielmente o sistema em estudo. Durante a modelagem sempre é preciso buscar uma relação entre simplificação e acuracidade do modelo. Conhecer as limitações e imprecisões do modelo é imprescindível para tomada de decisões.

De acordo com o conhecimento a respeito do sistema, é possível dividir os modelos matemáticos em três grandes grupos:

- Modelo Matemático Indutivo (Caixa Branca): elaborado a partir das leis físicas que regem o comportamento do sistema;
- Modelo Matemático Caixa-Cinza: elaborado a partir da relação entre entradas e saídas do sistema com o auxílio de informações complementares a respeito de seu comportamento;
- Modelo Matemático Caixa-Preta ou Identificação de Sistemas.

A identificação de sistemas é a ciência que lida com o problema de modelagem de sistemas baseado nos comportamentos das saídas após a aplicação de sinais de entrada

conhecidos. Portanto são modelos obtidos em pontos de operação desejados através de experimentos devidamente planejados.

Todos os três tipos de modelagem possuem vantagens e desvantagens. A modelagem física, por exemplo, permite obter um modelo que pode ser interpretado, porém quando se trata de sistemas complexos, é por vezes difícil ou inviável obter um modelo que descreva de forma satisfatória a interação entre todos os subsistemas presentes. Neste caso recorre-se à identificação de sistemas, porém frequentemente não é possível correlacionar os estados com um significado físico. A identificação de sistemas é um processo iterativo que segue os passos abaixo:

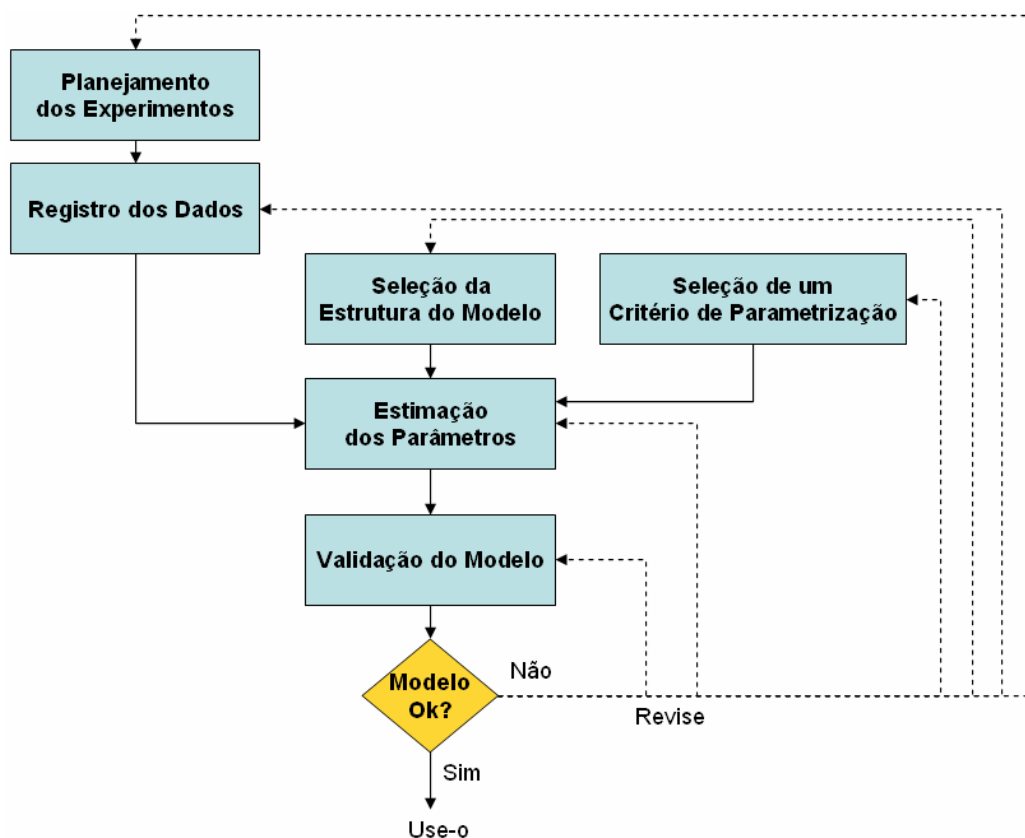


Figura 21: Passos do Processo de Identificação de Sistemas
Adaptado de LJUNG [23]

A base da identificação reside no planejamento dos experimentos. Segundo AGUIRRE e RODRIGUES *et al.* [24], “o sinal de excitação deve apresentar espectro suficientemente amplo em frequência e amplitude de tal forma que excursione o sistema pelos regimes dinâmicos de interesse”. A escolha das entradas é fundamental e define a qualidade dos modelos obtidos.

Conforme LEONTARITIS e BILLINGS [25], para sistemas com múltiplas entradas e sistemas não-lineares completamente desconhecidos, *“as seqüências das entradas devem ser seqüências gaussianas independentes para restrições de potência das entradas e uniformemente distribuídas independentes para restrições de amplitude das entradas”*.

O design do experimento ótimo em sistemas de malha aberta consiste no planejamento de sinais de entrada que obedecem a suas restrições. Como descrito em DALLAGNOL [26], tipicamente deseja-se que a função de correlação do sinal de entrada utilizado seja nula a cada iteração. Dois sinais que satisfazem esta condição são os sinais aleatórios e os pseudo-aleatórios.

A seleção do período de amostragem também precisa ser considerada. Seu valor deve ser adequado o suficiente para capturar informações relevantes do processo. Há métodos para seleção do período de amostragem, como por exemplo:

- Autocorrelação: se os dados estiverem sendo amostrados a uma taxa superior do que a necessária, haverá redundância entre amostras vizinhas;
- Correlação não-linear: adequada para sistemas não-lineares, pois o método acima, nestes casos, pode ser insuficiente para quantificar a redundância.

Conforme AGUIRRE e CORRÊA [27], *“a escolha da estrutura dos modelos é feita de forma empírica nos casos mais simples. Em casos mais complexos, como por exemplo na identificação de sistemas não-lineares, esta escolha é crítica, o que justifica o uso de métodos mais sofisticados para seleção da estrutura do modelo”*. Há dois tipos de modelos:

- Modelos Lineares: são sistemas que obedecem ao princípio da aditividade e ao princípio da homogeneidade entre entrada e saída. O primeiro princípio estabelece que ao excitar um sistema com uma entrada $u_1(t) + u_2(t)$, tem-se como resposta $y_1(t) + y_2(t)$, onde $y_1(t)$ e $y_2(t)$ são, respectivamente, as respostas distintas do sistema às entradas $u_1(t)$ e $u_2(t)$. O segundo princípio estabelece que a saída do sistema para uma entrada $ku_1(t)$ será $ky_1(t)$, onde k é uma constante.
- Modelos Não-Lineares: são sistemas que não obedecem aos princípios acima.

Optou-se pelo uso de modelos lineares, apesar das não-linearidades inerentes ao sistema de refrigeração, pelo fato de ser o primeiro trabalho desta natureza desenvolvido

no POLO – Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica. Sistemas lineares são capazes de representar localmente os sistemas não-lineares e contam com uma teoria sólida que possibilita analisar e resolver os problemas desta área de forma universal. Além do mais, os resultados obtidos com o uso da representação linear demonstrados pela literatura, descritos no capítulo 3, são também motivadores desta escolha.

Um sistema linear completo de tempo discreto é representado pela equação a diferenças abaixo:

$$y(kT) = G(q)u(kT) + H(q)v(kT) \quad (5)$$

$$\text{onde: } G(q) = \sum_{i=1}^{\infty} g(i)q^{-i}; \quad (6)$$

$$H(q) = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} h(i)q^{-i}; \quad (7)$$

$v(kT)$ = ruído; q^{-1} = operador de atraso e T = período de amostragem.

Ao especificar as funções $G(q)$ e $H(q)$ obtém-se uma representação linear particular. Na prática usam-se estruturas que permitem determinar G e H em termos de um número finito de valores numéricos, como as funções de transferência e representação por espaço de estados. No caso de sistemas multivariáveis, as entradas $u(kT)$ e as saídas $y(kT)$ são vetores de dimensão m e p , respectivamente, logo G e H são matrizes de mesma proporção.

Neste trabalho utilizou-se a representação por estados para modelar o sistema multivariável. O estado é alguma variável do sistema que mostra sua dinâmica interna, como, por exemplo, a posição ($s(t)$) de um automóvel quando o objetivo é controlar sua velocidade. Um sistema discreto representado por equações a diferença de estado possui a seguinte forma:

$$\begin{aligned} x(n+1) &= A(n)x(n) + B(n)u(n) \\ y(n) &= C(n)x(n) + D(n)u(n) \end{aligned} \quad (8)$$

O espaço de modelos é o conjunto de todos os modelos lineares onde:

$$Z = \{(A(n), B(n)) : A(n) \in \mathfrak{R}^{n \times n}, B(n) \in \mathfrak{R}^{n \times m}\} \quad (9)$$

A identificação do sistema se resume a encontrar em (9) o modelo que minimize um critério de erro, o que conduz o problema de estimação de parâmetros ao ramo da otimização. Um método de estimação de parâmetros é a minimização da função do erro quadrático E , onde:

$$E(A, B) = \sum_{k=0}^K \frac{1}{2} \|x((k+1)T) - [A\hat{x}(kT) + Bu(kT)]\|^2 \quad (10)$$

Logo o problema pode ser colocado na seguinte forma:

$$\begin{aligned} \min \quad & E(A, B) \\ (A, B) \in & Z \end{aligned} \quad (11)$$

Após a estimação dos parâmetros faz-se necessário avaliar a qualidade do modelo obtido – o quão bem ele representa o sistema real. A validação assegura se o modelo é confiável para o objetivo do estudo ou se é necessário refazer algum passo no processo de identificação do sistema, conforme a figura 21. A maioria dos testes de validação consiste simplesmente em avaliar a diferença entre as saídas estimadas e as saídas reais do sistema. Durante a validação é importante excursionar ou excitar o modelo em regiões diferentes daquelas usadas na estimação dos parâmetros para avaliar a confiabilidade do mesmo.

O modelo matemático do sistema é uma ferramenta fundamental para o projeto de um controlador. Através do modelo é possível extrair informações importantes a respeito da estabilidade e controlabilidade do sistema. Conforme [9], para realizar a análise e projeto de um sistema de controle para um dado processo devem ser consideradas basicamente três etapas, mostradas na figura 22.

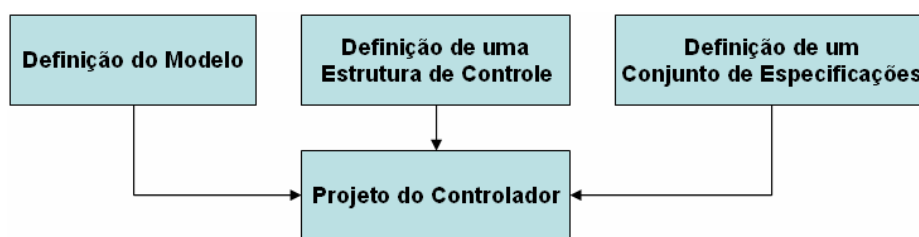


Figura 22: Etapas do Projeto do Controlador

Adaptado de RICO [9]

Neste tópico a definição do modelo foi abordada com maior rigor através da identificação do sistema, ou modelagem caixa preta. A seguir faz-se uma explanação sobre

controle de sistemas e demais etapas do projeto do controlador com ênfase em sistemas lineares, foco deste trabalho.

4.2 Controle de Sistemas Lineares

Um sistema em malha aberta possui entradas controláveis, aquelas que sofrem ação externa para direcionar o sistema a um objetivo, porém também se encontra sobre a influência de entradas não-controláveis, também chamadas de perturbação. No caso de sistemas de refrigeração, uma perturbação, por exemplo, é a temperatura ambiente, pois afeta toda troca térmica no condensador e a quantidade de calor se infiltrando pela isolamento térmica. Portanto, quando se implementa um controlador através da realimentação de um sinal, há dois problemas a serem resolvidos:

- Problema do Seguimento de Referência (PSR): as saídas do sistema encontram-se numa região desejada dentro de uma faixa de tolerância determinada.
- Problema da Rejeição da Perturbação (PRP): evitar que o sistema mude o ponto de operação, ou seja, opere em uma região indesejada e não-ótima.

Além dos problemas descritos acima, o controlador precisa atender especificações de regime permanente e de regime transitório, que são critérios para avaliar a sua performance. A figura 23 mostra um conjunto de medidas realizadas para definir as especificações.

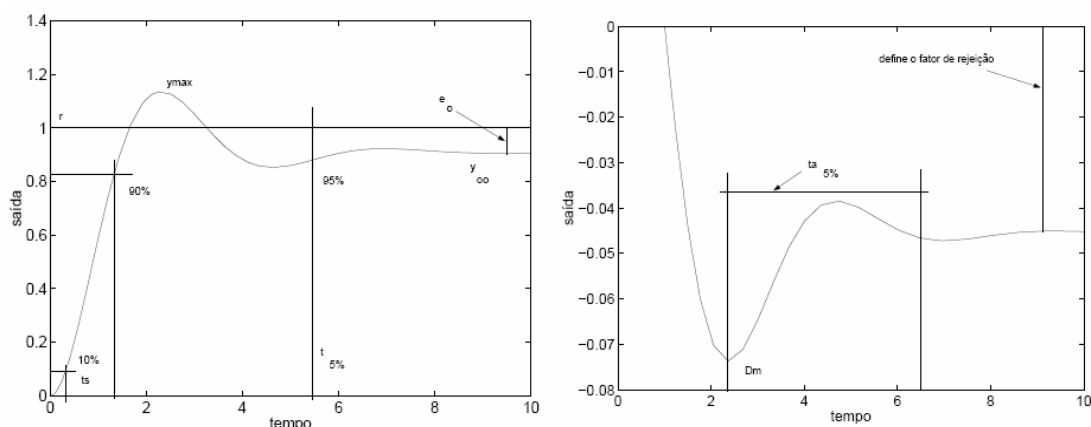


Figura 23: Especificações do Controlador de Regimes Permanente e Transiente

Fonte: RICO [9]

Dentre elas, cita-se:

- Erro em regime permanente (e_0): diferença entre o valor da saída e o valor desejado;
- Pico máximo da resposta da saída após mudança no valor da referência (y_{\max});
- Tempo de atenuação da perturbação ($ta_{5\%}$).

Para atender os requisitos acima é preciso desenvolver ou utilizar uma estrutura adequada para o compensador, que pode ser realimentada ou pré-alimentada. No caso de sistemas lineares multivariáveis realimentados, há métodos que auxiliam a síntese do controlador, como a alocação de pólos e controle ótimo linear quadrático (LQR).

Para se aplicar qualquer técnica de projeto de controlador é necessário verificar se o sistema é completamente controlável. Conforme IKONEN e NAJIM [28], “*um sistema é controlável se é possível encontrar uma seqüência de sinal de controle que transfira o sistema de um estado inicial $x(t_0)$ para qualquer outro estado $x(t)$ em tempo finito $t > t_0 \geq 0$* ”. Portanto existe uma entrada $u(t)$ tal que:

$$x_f(t) = e^{At}x(t_0) + \int_0^t e^{A(t-s)}Bu(s)ds \quad (12)$$

A equação (12) é a solução geral de um sistema no domínio do tempo. A controlabilidade do sistema é obtida pelo cálculo rank da matriz de controlabilidade $n \times n$, definida como $[B \mid AB \mid A^2B \mid \dots \mid A^{n-1}B]$. O sistema só será controlável se o posto desta matriz for igual a n . Na seqüência são descritas as técnicas de realimentação de estados por alocação de pólos e por LQR (*Linear Quadratic Regulator*), ambas usadas neste trabalho. O diagrama de blocos deste tipo de estrutura é mostrado na figura 24.

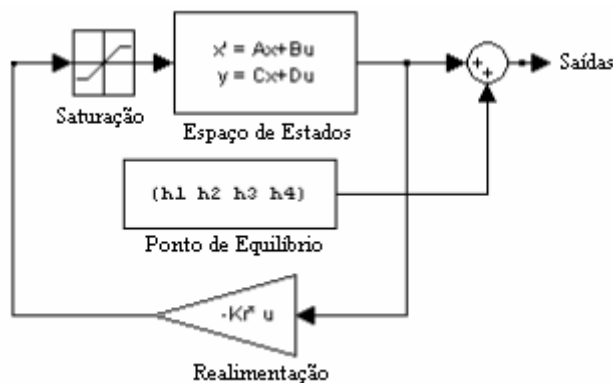


Figura 24: Diagrama de Blocos de um Sistema Realimentado por Estados

4.2.1 Realimentação de Estados por Alocação de Pólos

A técnica de alocação de pólos se baseia no fato de que, se um sistema é completamente controlável, então os pólos do sistema de malha fechada podem ser localizados em quaisquer posições desejadas através de uma retroação de estado utilizando uma matriz de ganho de realimentação de estado adequada.

Logo é necessário determinar uma lei de controle do tipo $u(n) = K_c x(n)$, onde $K_c \in \mathbb{R}^{m \times n}$ é a matriz de ganho de realimentação. Em malha fechada esta lei fará com que os pólos do sistema estejam contidos em uma região desejada no semiplano esquerdo, conforme a figura 25.

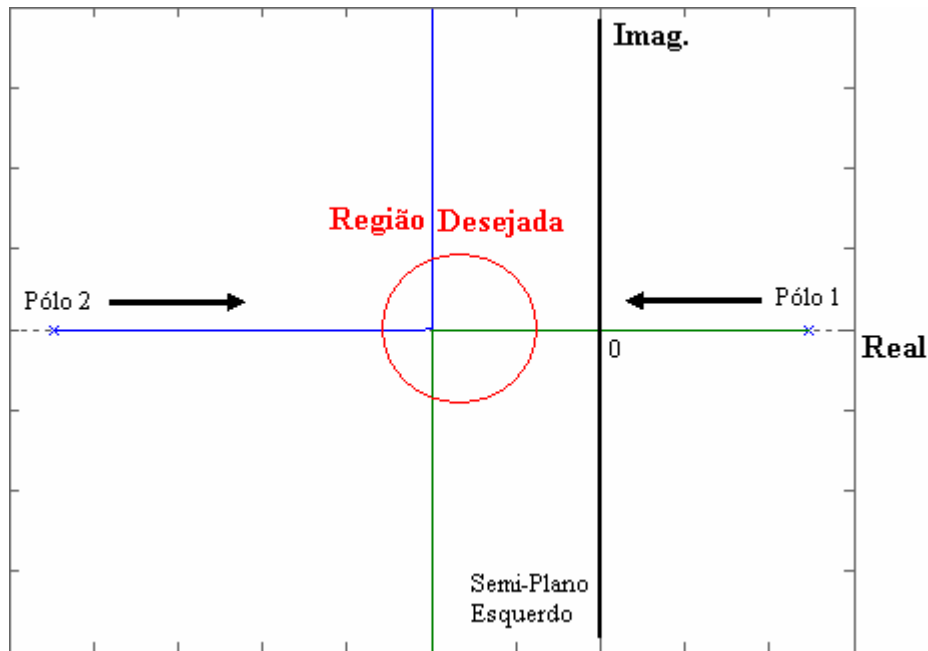


Figura 25: Alocação de Pólos numa Determinada Região

Os pólos do sistema em malha fechada devem ser escolhidos de forma a atender os requisitos de projeto. Dado o sistema representado pela equação (8), os passos para determinar a matriz de ganho de realimentação K_c são descritos a seguir. Mais detalhes sobre esta técnica recomenda-se a leitura de OGATA [29]:

1. Calcular o polinômio característico do sistema em malha aberta e determinar os valores de a_1, a_2, \dots, a_n .

$$\det(sI - A) = s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n = 0 \quad (13)$$

$$\text{onde: } sI - A = \begin{bmatrix} s & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & s & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & s \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \cdots & v_{1n} \\ v_{21} & v_{22} & \cdots & v_{2n} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ v_{n1} & v_{n2} & \cdots & v_{nn} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

2. Encontrar a matriz de transformação $T = MW$ que transforma a equação de estados do sistema na forma canônica controlável, onde M é a matriz de controlabilidade e W é dada por:

$$W = \begin{bmatrix} a_{n-1} & a_{n-2} & \cdots & a_1 & 1 \\ a_{n-2} & a_{n-3} & \cdots & 1 & 0 \\ \cdot & \cdot & & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & \cdot \\ a_1 & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$M = [B \mid AB \mid A^2B \mid \dots \mid A^{n-1}B] \quad (16)$$

3. Escrever o polinômio característico correspondente usando os valores desejados para os pólos $(\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n)$ e determinar os valores de $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$:

$$(s - \mu_1)(s - \mu_2) \cdots (s - \mu_n) = s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \cdots + \alpha_{n-1} s + \alpha_n \quad (17)$$

4. Determinar a matriz de ganho de realimentação K_c a partir equação abaixo:

$$K_c = [\alpha_n - a_n \mid \alpha_{n-1} - a_{n-1} \mid \cdots \mid \alpha_2 - a_2 \mid \alpha_1 - a_1] T^{-1} \quad (18)$$

4.2.2 Realimentação de Estados por LQR

Este método baseado em controle ótimo seleciona entradas de forma a otimizar uma função objetivo. Portanto, ao se projetar tais sistemas de controle, o intuito é escolher o vetor sinal de controle $u(t)$ que minimize um índice de desempenho quadrático, dado por:

$$J = \int_0^{\infty} x^T(t) Q x(t) + u^T(t) R u(t) dt \quad (19)$$

onde $Q \in \mathbb{R}^{n \times n}$ é uma matriz de ponderação dos estados e $R \in \mathbb{R}^{m \times m}$ uma matriz de ponderação do sinal de controle.

Conforme TROFINO [30], “a filosofia de projeto do controlador LQR é estabelecer um compromisso entre as energias de estado e controle através da função custo a ser minimizada”. Os passos para determinar a matriz de ganho de realimentação K_c , baseados em [29] e [30], são descritos a seguir:

1. Definir as matrizes Q e R , desde que sejam matrizes reais simétricas e positivas-definidas;

2. Calcular a matriz P segundo a equação matricial reduzida de Ricatti abaixo:

$$A'P + PA - PBR^{-1}B'P + Q = 0 \quad (20)$$

3. Substituir a matriz P na equação $K_c = R^{-1}B'P$. A matriz K_c resultante é a matriz ótima.

O sistema de controle projetado será estável se o sistema for estabilizável. Para implementar esta técnica é preciso medir todas as variáveis de estado. Se não existe tal possibilidade, pois na prática nem sempre os estados são factíveis de se medir fisicamente, seja por restrições físicas e/ou econômicas, entre outras, há a necessidade de estimar as variáveis de estados não-mensuráveis.

A estimação de variáveis de estados não-mensuráveis é chamada de observação, enquanto que o dispositivo que realiza esta estimação é denominado observador. Há dois tipos de observadores de estados: observadores de ordem completa e observadores de ordem mínima. Neste trabalho fez-se uso do primeiro tipo.

4.2.3 Observador de Estados de Ordem Completa

O observador de ordem completa tem a característica de estimar todas as variáveis de um sistema (estados estimados $x_f(n)$ possuem dimensão igual da matriz A através das informações disponíveis das saídas e entradas, conforme mostrado na figura 26.

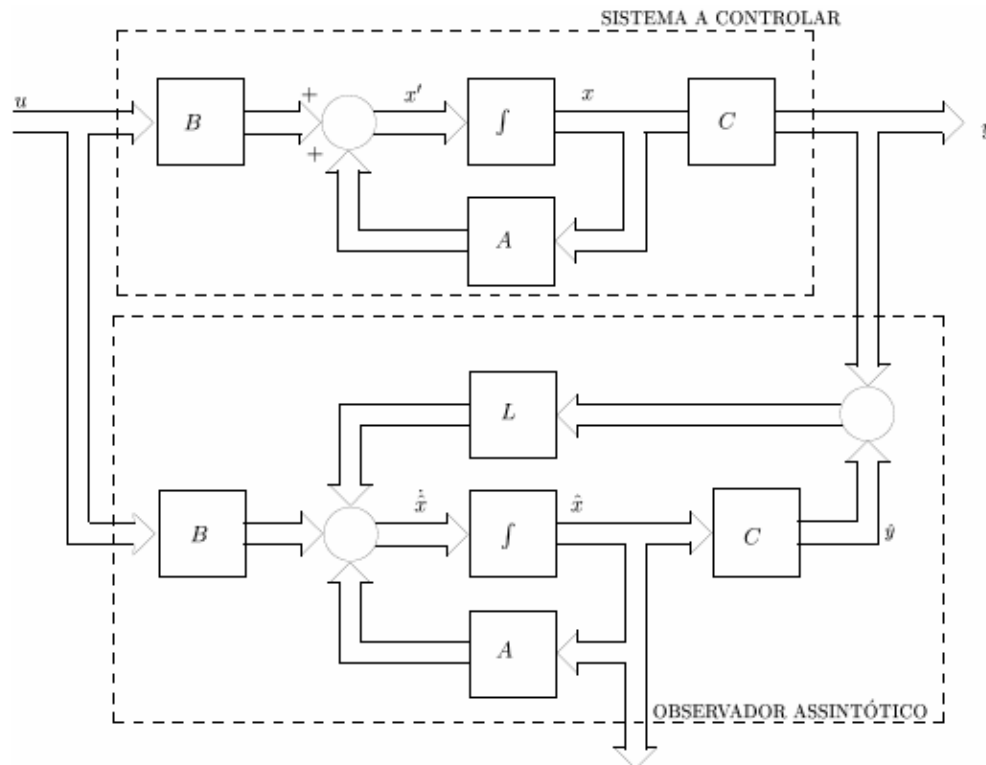


Figura 26: Diagrama de Blocos do Observador de Estados de Ordem Completa

Fonte: CASTELAN [31]

O observador proposto é chamado observador de Luenberger, pois se deseja que o erro de estimação seja nulo em regime permanente e que a dinâmica do erro dependa apenas das condições iniciais. Também é importante atenuar o máximo possível o efeito dos ruídos advindos do meio.

Para reconstituir os estados do sistema é preciso que todos os estados sejam observáveis. Um sistema é dito completamente observável se e somente se a matriz de observabilidade W definida abaixo tiver posto n , ou seja, n vetores-coluna linearmente independentes:

$$\text{posto}(W) = n; \quad (21)$$

$$\text{onde: } W = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix}. \quad (22)$$

As equações que definem o observador são:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C\hat{x}(t) \end{cases} \quad (23)$$

O projeto do observador por abordagem clássica se baseia na determinação de um ganho L via alocação de pólos. Os passos para o cálculo da matriz ganho L foram obtidos de CASTELAN [31]:

1. Escolher um conjunto de pólos desejados para o observador

$$\sigma_{obs} = \{\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n\}$$

2. Para cada autovalor π :

- 2.1 Construir $S_{\pi_i}^T = [\pi_i I - A^T : C^T]$;

- 2.2 Determinar uma base para o espaço nulo de $S_{\pi_i}^T$, $N(S_{\pi_i}^T)$, representada pela matriz

$$\begin{bmatrix} N_{\pi_i} \\ M_{\pi_i} \end{bmatrix}, \text{ com } \begin{cases} N_{\lambda_i} \in \Re^{n \times m} \\ M_{\lambda_i} \in \Re^{m \times m} \end{cases};$$

- 2.3 Escolher um vetor $\begin{bmatrix} u_i \\ t_i \end{bmatrix} \in N(S_{\pi_i}^T)$;

3. Montar $U = \begin{bmatrix} u_1^T \\ u_2^T \\ \vdots \\ u_n^T \end{bmatrix}$ e $T = \begin{bmatrix} t_1^T \\ t_2^T \\ \vdots \\ t_n^T \end{bmatrix}$, com $\begin{cases} U \in \Re^{n \times n} \\ T \in \Re^{n \times m} \end{cases}$;

4. Calcular $L \in \Re^{n \times m}$ através da equação $L = U^{-1}T$. Para garantir a inversibilidade de U é primordial que os vetores u_i sejam linearmente independentes.

Com a implementação do observador de estados, o controlador calcula os sinais de controle com a realimentação de estados estimados. Neste caso a estrutura do sistema realimentado é modificada, conforme discutido no próximo tópico.

4.2.4 Controle com Observador de Estados

Há diversas estruturas de controladores realimentados por estados estimados. A considerada neste trabalho é chamada de controle realimentado com observador de estados e rastreamento com pré-compensador estático, mostrada na figura 27. Além do ganho de realimentação $K_c \in \mathbb{R}^{m \times m}$, que pode ser calculado através dos métodos alocação de pólos e LQR, incluiu-se um ganho $F \in \mathbb{R}^{m \times m}$ com a função de corrigir o erro estático do sistema, ou seja, erro nulo entre saídas e referências no regime permanente.

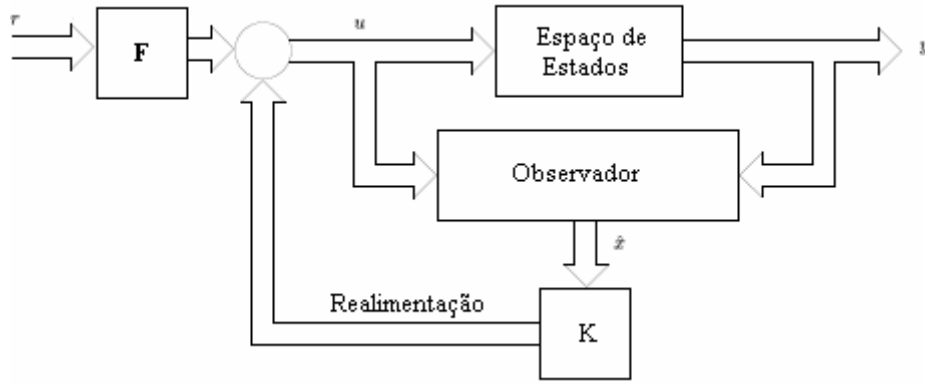


Figura 27: Diagrama de Blocos do Controlador Realimentado com Observador de Estados e com Rastreamento com Pré-Compensador Estático

O diagrama acima é representado pelo conjunto de equações abaixo:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t); & y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = (A - LC)\hat{x}(t) + Bu(t) + Ly(t) \end{cases} \quad (26)$$

$$\begin{cases} u(t) = Fr(t) + K\hat{x}(t) \end{cases} \quad (27)$$

Como o erro de estimação $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$, tem-se que:

$$\dot{e}(t) = \dot{x}(t) - \dot{\hat{x}}(t) \therefore \dot{e}(t) = Ax(t) + Bu(t) - [(A - LC)\hat{x}(t) + Bu(t) + LCx(t)]$$

Logo:

$$\dot{e}(t) = (A - LC)(x(t) - \hat{x}(t)) = (A - LC)e(t) \quad (28)$$

Com isto obtém-se a seguinte representação no espaço de estados do sistema:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{e}(t) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A+BK & -BK \\ 0 & A-LC \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ e(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} BF \\ 0 \end{bmatrix} r \\ y(t) &= \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ e(t) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (29)$$

Conforme TROFINO [30], “os autovalores de $(A-LC)$ definem a dinâmica do erro de estimação de estados. Os autovalores de $(A+BK)$ podem ser interpretados como os autovalores dominantes, pois são estes que definem a dinâmica do sistema realimentado quando o erro de estimação é nulo”.

Os passos para projeto de controladores realimentados com observadores de estados e com rastreamento com pré-compensador estático são:

1. Projetar a matriz de ganho do observador de estados de ordem completa $L \in \Re^{n \times m}$;
2. Projetar a matriz de ganho de realimentação $K_c \in \Re^{m \times n}$;
3. Projetar o pré-compensador estático $F \in \Re^{m \times m}$.

A matriz de pré-compensação estática F é obtida aplicando o Teorema do Valor Final, desde que o sistema seja estável. Logo:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (r(t) - y(t)) = \lim_{s \rightarrow 0} s(r(s) - y(s)) \quad (30)$$

$$\text{onde: } y(s) = G(s)Fr(s); \quad (31)$$

$$r(s) = \frac{1}{s} v. \quad (32)$$

Substituindo (31) e (32) em (30), tem-se que:

$$\lim_{s \rightarrow 0} s(r(s) - G(s)Fr(s)) = \lim_{s \rightarrow 0} s(I - G(s)F)r(s) \quad (33)$$

Como deseja-se satisfazer a condição $(I - G(s)F) = 0$ em regime permanente, $G(0)F = I$. Logo a matriz de pré-compensação estática F é dada por $F = G(0)^{-1}$. Isto implica que a matriz de ganho estático do sistema realimentado $G(s)$ precisa ser inversível. A seguir comenta-se sobre a robustez do controlador.

4.2.5 Robustez do Controlador

Como mostrado na figura 22, o projeto do controlador baseia-se no modelo matemático do sistema, porém o mesmo é uma abstração do processo real e normalmente não representa fielmente o comportamento dinâmico do sistema. Portanto quando o controlador for implementado ao processo através da realimentação das saídas, há uma chance deste não funcionar adequadamente ou mesmo instabilizar a resposta.

Um exemplo é o ajuste de um controlador PID para operar nas redondezas de um ponto de operação em um sistema não-linear. Alguma perturbação muito brusca neste caso pode levar a saída do sistema para regiões onde o controlador não está apto a atuar. Para evitar que isto aconteça, avalia-se o grau de robustez do controlador e as incertezas de modelagem durante o projeto do controlador.

Um dos critérios utilizados para medir a robustez do controlador é o método de Nyquist, que utiliza um diagrama de resposta em frequência calculado a partir da malha aberta do sistema. Neste caso a menor distância entre a curva do diagrama e o ponto -1 define a margem de fase e a estabilidade do sistema.

No desenvolvimento deste trabalho houve o cuidado de determinar o modelo mais crítico baseado em ensaios experimentais planejados, pois sistemas de refrigeração são bastante complexos e totalmente não-lineares. Por mais que a lei de controle $u(t)$ seja penalizada por este rigor, garante-se uma certa robustez no ajuste do controlador, evitando problemas de instabilidade após a implementação. O próximo capítulo apresenta o sistema de refrigeração em estudo.

Capítulo 5

Sistema de Refrigeração em Estudo²

Para almejar o objetivo proposto, ou seja, a otimização da performance de sistemas de refrigeração em regime permanente e em regime transiente através da aplicação das ferramentas da Identificação de Sistemas e da Teoria de Controle, utilizou-se, por motivos práticos, uma bancada experimental com capacidade de refrigeração máxima de aproximadamente 1000W composta por um CRV e uma EEV.

O aparato experimental permite controlar variáveis de interesse, como rotação do compressor, abertura da EEV e carga de gás do refrigerante, monitorar continuamente e analisar em tempo real a influência de determinados parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração no desempenho global do sistema. Logo é possível impor diferentes condições de operação durante períodos de tempo estabelecidos.

Uma das vantagens da bancada é a rapidez na obtenção de resultados experimentais, pois há domínio sobre todos os componentes do sistema de refrigeração. A utilização de um refrigerador doméstico necessita de uma câmara climatizada com temperatura e umidade controladas. Conforme HERMES [3], além de dispendiosos, estes ensaios demandam tempo e elevam, em muito, o tempo de desenvolvimento de um produto.

² A bancada de testes foi projetada e construída no POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Este aparato foi usado por Pöttker (2006) para o desenvolvimento de sua dissertação de Mestrado. Figuras e descrições contempladas neste capítulo baseiam-se em seu trabalho, gentilmente cedido pelo autor.

5.1 Descrição do Sistema em Estudo

O sistema de refrigeração em estudo opera conforme o ciclo de refrigeração real por compressão mecânica de vapor descrito no tópico 2.3, ou seja, os processos irreversíveis são os mesmos de qualquer refrigerador disponível no mercado. Uma vista geral da bancada é mostrada na figura 15.

A bancada é dotada sequencialmente pelos componentes listados abaixo:

- ✓ Compressor de rotação variável do tipo alternativo (figura 28). Utiliza como fluido refrigerante o R-134a e sua rotação é controlada através de um inversor de frequência conectado a um microcomputador pela porta de comunicação serial.
- ✓ Filtro coalescente (figura 29). Sua função é recolher o óleo advindo do compressor que é arrastado junto com o fluido refrigerante. Ao abrir determinadas válvulas, o óleo é devolvido ao compressor. Originalmente o aparato dispunha de um separador de óleo ligado em série ao circuito de refrigeração com o mesmo objetivo. Sua vantagem é a devolução direta e contínua do óleo ao compressor, porém por problemas de instabilidade de sua válvula-bóia, afetando o transiente e o regime permanente do sistema, o mesmo foi retirado.



Figura 28: Compressor

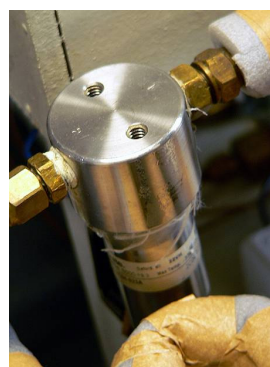


Figura 29: Filtro Coalescente

- ✓ Condensador do tipo tubo-em-tubo concêntrico, ilustrado na figura 30. Este componente foi montado dentro de uma caixa de madeira e isolado com lã de rocha com o objetivo de minimizar a influência do ambiente externo nas condições de troca térmica com o circuito secundário de transferência de calor.

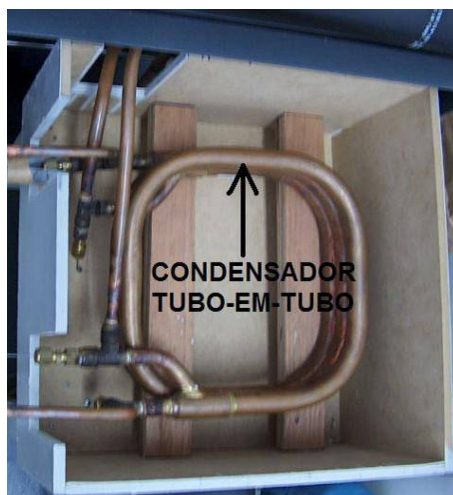


Figura 30: Condensador Tubo-em-Tubo

✓ Circuito secundário de transferência de calor ligado ao condensador, composto por um banho refrigerado (figura 31), uma bomba de palhetas de rotação variável, um filtro e um medidor de vazão volumétrica, todos mostrados na figura 32.



Figura 31: Banho Refrigerado

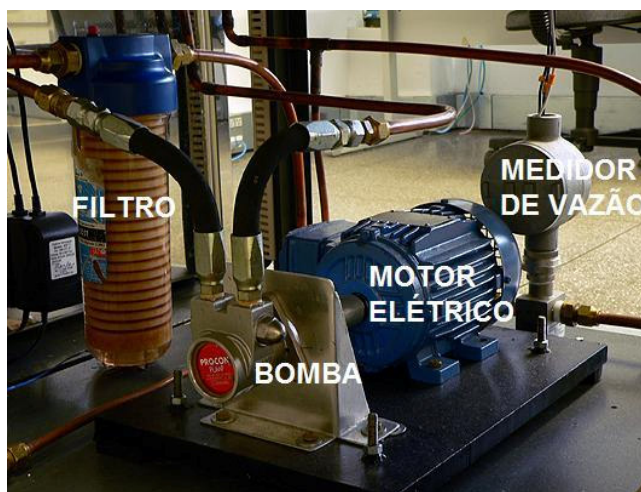


Figura 32: Bomba de Palhetas, Filtro e Medidor de Vazão Volumétrica

O banho contém água e sua temperatura na entrada do condensador é controlada por um controlador PID associado a um conjunto de resistências elétricas imersas no reservatório. A vazão de água em circulação foi controlada através de um inversor de frequência ligado à bomba. A troca de calor ocorre no condensador pela diferença de temperatura entre o refrigerante, bombeado através do tubo interno, e a água que circula pelo espaço anular entre os dois tubos. A variação da vazão ou da temperatura da água na

entrada do condensador altera as condições de troca de calor, tal como ocorre num refrigerador quando submetido a mudanças nas condições do ambiente externo. Logo estas entradas são consideradas como perturbações do sistema e precisam ser estudadas para o projeto do controlador.

✓ Trocador de calor interno do tipo tubo-em-tubo concêntrico (figura 33). Também chamado de trocador de calor linha de líquido-linha de sucção, sua função é aumentar o desempenho do sistema através do aumento do grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador. A consequência é um aumento do título do fluido bifásico na saída do dispositivo de expansão, elevando a capacidade de refrigeração do sistema. Outra vantagem do seu uso consiste em evitar a aspiração de líquido pelo compressor devido ao aumento do grau de superaquecimento do refrigerante na linha de sucção. Neste trocador há perdas de pressão por atrito e pela aceleração do fluido quando ocorre sua vaporização. Uma espuma isolante foi colocada ao redor desse trocador para minimizar a influência do ambiente externo.

✓ Filtro secador (figura 34) responsável pela retenção de umidade residual e eventuais partículas sólidas existentes no sistema. Em seguida instalou-se um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis de alta precisão (erros de medição na faixa de $\pm 0,1\%$). O transdutor envia à unidade de tratamento um sinal de corrente de 4 a 20mA que corresponde à faixa de medição da vazão mássica em Kg/h conforme a equação abaixo:

$$\dot{m} = 1,25 \cdot S - 5,00 \quad (34)$$

onde: S = sinal de corrente em mA.



Figura 33: Trocador de Calor Interno



Figura 34: Filtro Secador

✓ Válvula de expansão eletrônica do tipo PWM (*Pulse Width Modulation*). Seu princípio de funcionamento é baseado no deslocamento de um pistão causado pela ação de um campo magnético gerado por uma bobina, como mostrado na figura 35. Ao aplicar tensão na bobina, o pistão se eleva e permite a passagem do fluido. Neste movimento o pistão comprime uma mola que é a responsável por deslocá-lo até sua posição original quando a corrente elétrica é interrompida. A figura 36 mostra uma foto da válvula PWM utilizada na bancada, modelo HP120, fabricada pela *Parker*.

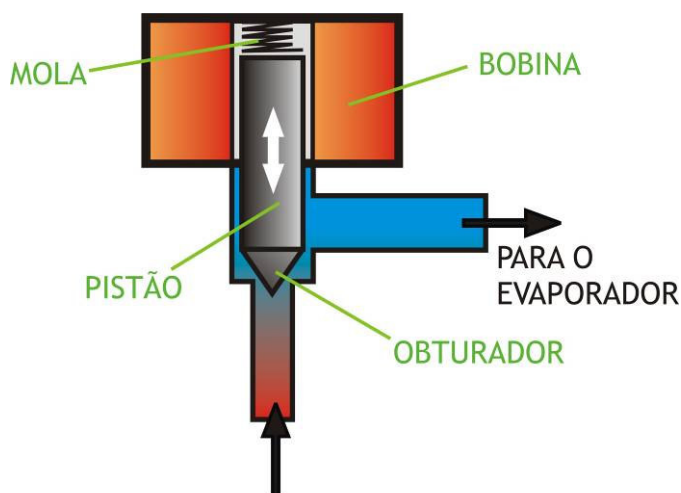


Figura 35: Esquema de uma Válvula PWM



Figura 36: Válvula HP120

Um sinal de controle 0-10Vdc, proporcional ao grau de abertura da válvula (0 à 100%), é enviado a uma placa eletrônica, conforme o esquema do diagrama de controle da válvula PWM mostrado na figura 37. Essa placa alimenta a válvula com uma tensão PWM cujo nível máximo é de 24V e o mínimo de 0V. Portanto o sinal de controle da válvula é caracterizado por um trem de pulsos na forma de uma onda quadrada, um período, dois níveis de tensão bem definidos e a modulação do ciclo ativo. O ciclo ativo é a proporção do tempo em que o dispositivo é operado, o que define o tempo de duração do pulso da onda em relação ao período, conforme a equação 35.

$$D = \frac{\tau}{T}; \quad (35)$$

onde: τ = duração da excitação da bobina em um período;

T = período da função.

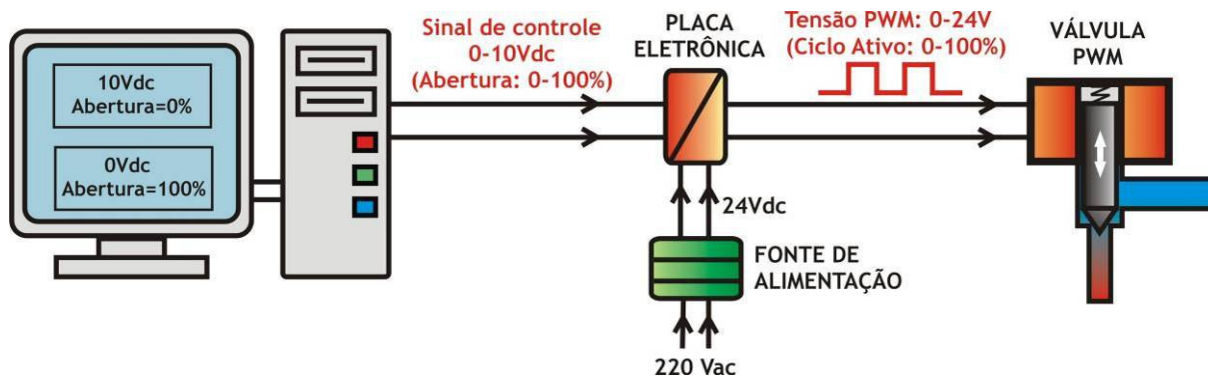


Figura 37: Diagrama de Controle da Válvula PWM

O período dessa onda na bancada foi mantido fixo no valor de um segundo. Logo se o ciclo ativo é igual a 45%, a onda quadrada ficará 0,45 segundo no nível máximo (válvula aberta) e 0,55 segundo no nível mínimo (válvula fechada).

✓ Evaporador do tipo tubo-em-tubo concêntrico, semelhante ao condensador mostrado na figura 30. O evaporador também foi montado dentro de uma caixa de madeira e isolado com lã de rocha.

✓ Circuito secundário de transferência de calor ligado ao evaporador, composto por um banho termostático (figura 38), uma bomba de palhetas de rotação variável, um filtro e um medidor de vazão volumétrica, todos mostrados na figura 39. A principal diferença deste circuito com o circuito secundário de transferência de calor ligado ao condensador é o líquido secundário, neste caso uma mistura de 72,9% de água destilada com 27,1% de etileno-glicol. A variação da vazão ou da temperatura da água na entrada do evaporador altera as condições de troca de calor, tal como ocorre num refrigerador quando submetido a mudanças na carga térmica ou na temperatura do ar no interior do gabinete. Logo estas entradas são consideradas como perturbações do sistema e precisam ser estudadas para o projeto do controlador.

✓ Acumulador de sucção com o objetivo proteger o compressor contra um possível golpe de líquido, ou seja, aspiração de líquido advindo do evaporador. A ocorrência deste evento danifica a placa de válvulas e, como consequência, o compressor perde toda sua funcionalidade.

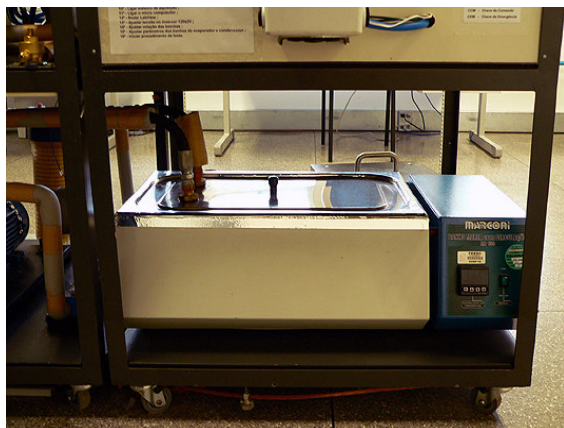


Figura 38: Banho Termostático



Figura 39: Bomba de Palhetas, Filtro e Medidor de Vazão Volumétrica

O esquema de todo circuito de refrigeração contendo todos os componentes descritos neste tópico é mostrado na figura 40. Também foi construído um dispositivo para variar a carga do fluido refrigerante no circuito durante o funcionamento da bancada de testes, porém, como se manteve fixo o valor da carga no desenvolvimento dos modelos matemáticos, não há necessidade de descrevê-lo. Para maiores detalhes recomenda-se a leitura de PÖTKKER [2].

Em resumo, o sistema em estudo permite variar a rotação do compressor, o grau de abertura da válvula de expansão eletrônica, a carga de refrigerante no sistema e as condições do fluido secundário (vazão e temperatura) no evaporador e no condensador, reproduzindo situações típicas de um refrigerador.

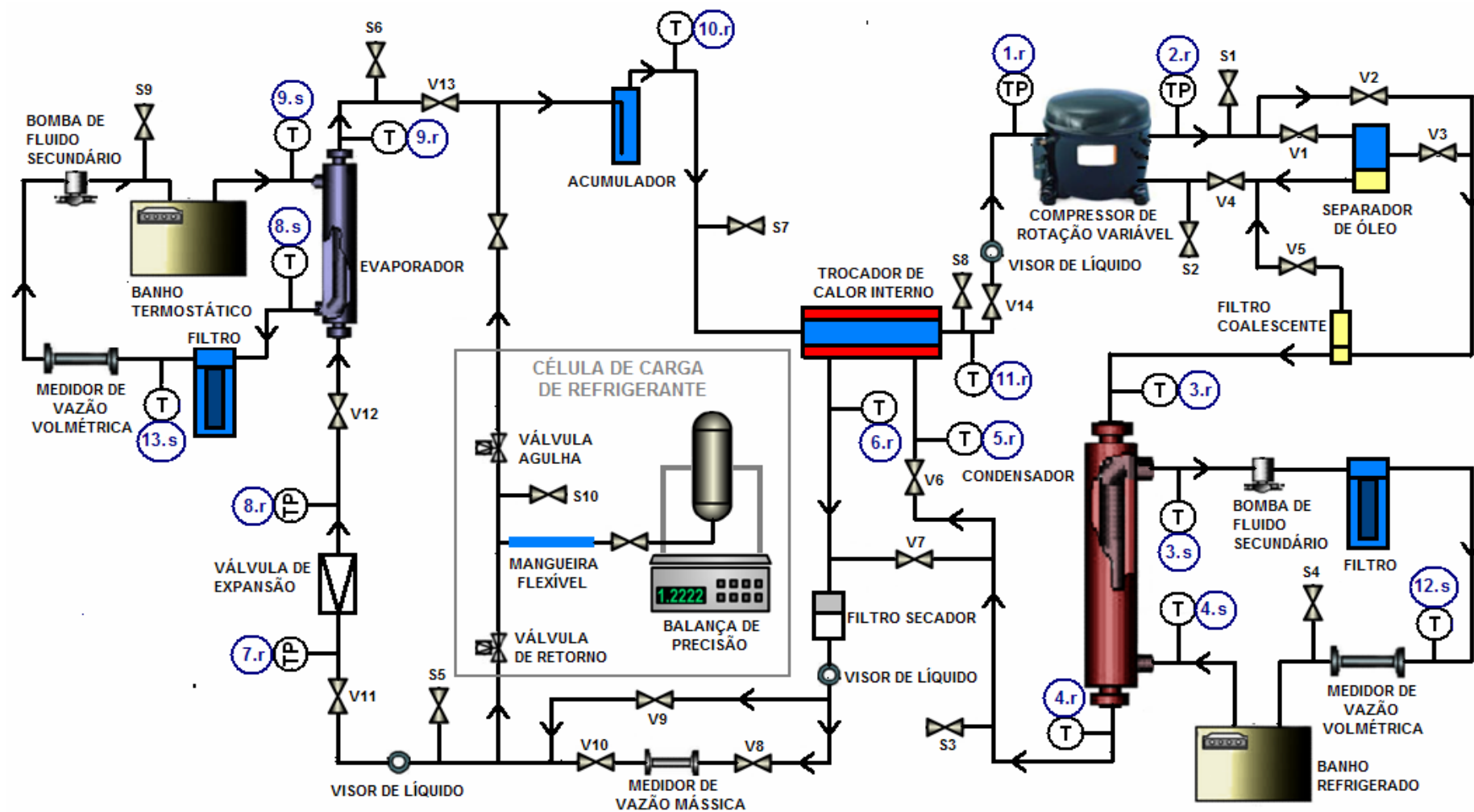


Figura 40: Esquema do Circuito de Refrigeração

5.2 Sistema de Medição e Controle

A bancada de testes é dotada de toda uma instrumentação para monitorar variáveis de interesse. Temperatura, pressão absoluta, vazão mássica de refrigerante, vazão volumétrica de fluido secundário e tensão, corrente e potência do compressor são mensuradas através de transdutores específicos. A localização dos transdutores de temperatura, pressão e vazão está registrada na figura 40. Os sinais provenientes dos transdutores, como tensão e corrente, são direcionados para um sistema de aquisição de dados, mostrado na figura 41.

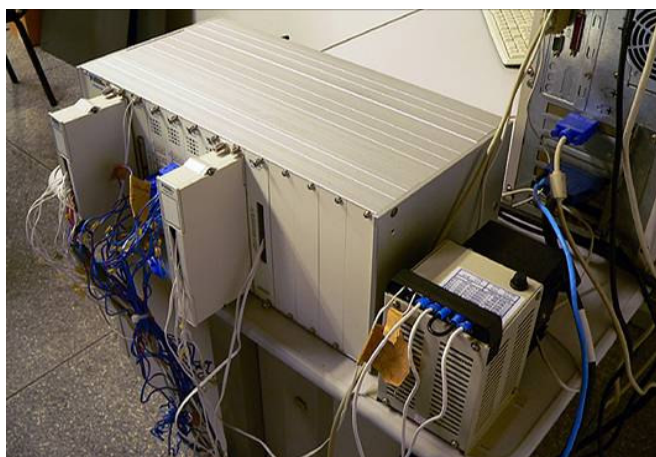
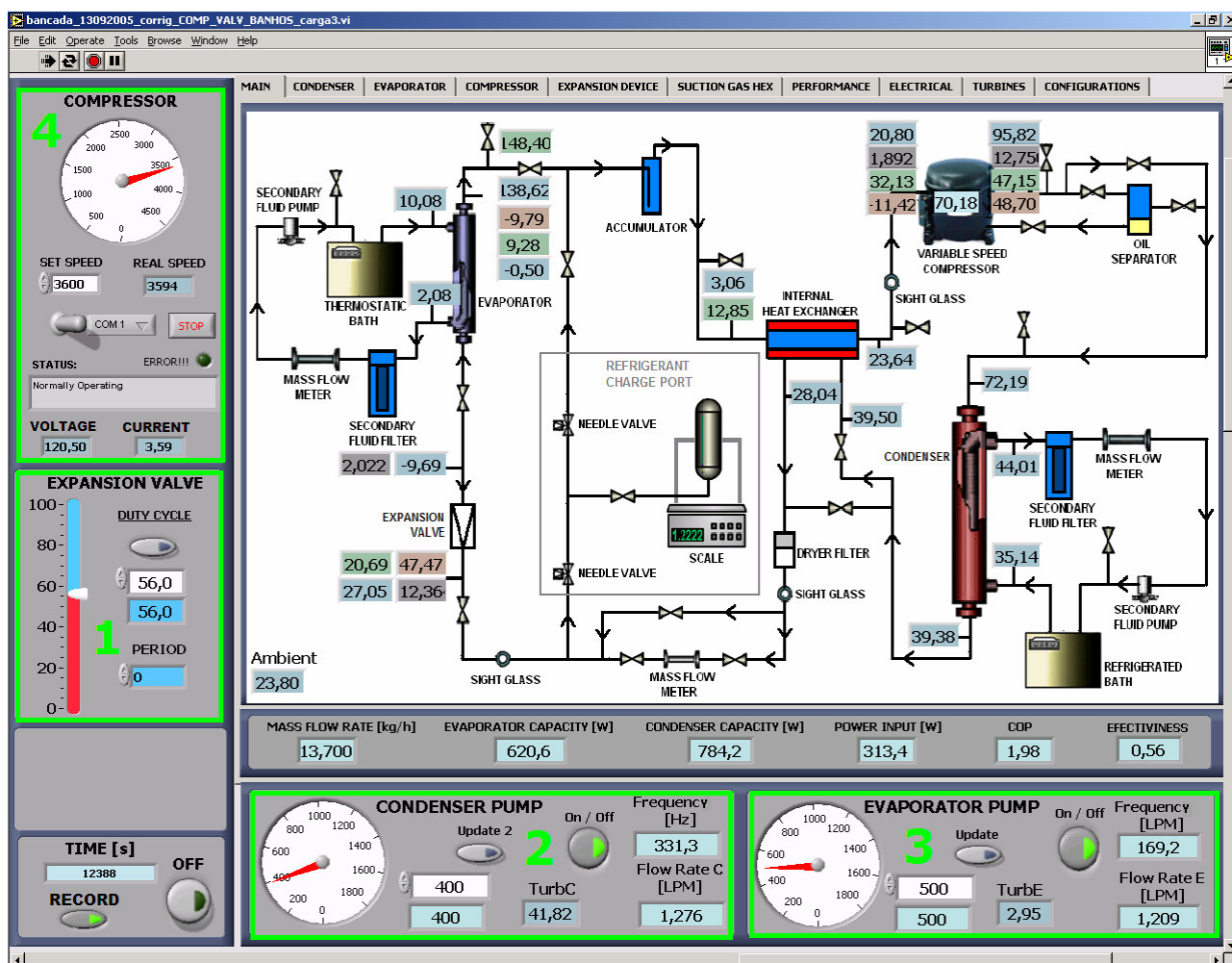


Figura 41: Sistema de Controle e Aquisição de Dados do Sistema

O sistema de controle e de aquisição de dados é composto por 5 (cinco) placas de aquisição de sinais e por 2 (duas) placas com saídas de sinais de controle. Seu gerenciamento é efetuado por um programa computacional especialmente desenvolvido na linguagem *Labview*[®], um ambiente programável bastante conhecido para sistemas de medição baseados em microcomputadores. Sua interface é mostrada na figura 42.

O objetivo do programa computacional é gerenciar a leitura dos canais de aquisição, processar e gravar os dados, permitir a visualização gráfica das principais variáveis ao longo do tempo e servir como interface de controle para as variáveis independentes apresentadas na tabela 4.



Legenda:

- 1 – Ajuste do grau de abertura da válvula de expansão
- 2 – Ajuste da rotação da bomba do condensador
- 3 – Ajuste da rotação da bomba do evaporador
- 4 – Ajuste da rotação do compressor

Figura 42: Interface Principal do Programa

Tabela 4 – Variáveis Independentes da Bancada de Testes

Variável	Dispositivo de Controle	Ajuste	Medição
Temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador	Controlador PID do banho termostático	Manual, via painel do banho termostático.	Termopar de imersão (Ponto “9.s”, Figura [40])
Temperatura de entrada do fluido secundário no condensador	Controlador PID do banho refrigerado	Manual, via painel do banho refrigerado.	Termopar de imersão (Ponto “4.s”, Figura [40])
Rotação da bomba do evaporador (ajuste indireto da vazão de fluido secundário)	Inversor de frequência do motor da bomba	Via microcomputador (software <i>LabView</i> ®)	Medição da vazão pelo medidor tipo turbina.
Rotação da bomba do condensador (ajuste indireto da vazão de fluido secundário)	Inversor de frequência do motor da bomba	Via microcomputador (software <i>LabView</i> ®)	Medição da vazão pelo medidor tipo turbina.
Rotação do compressor	Inversor de frequência do compressor	Via microcomputador (software <i>LabView</i> ®)	Circuito eletrônico do inversor
Abertura da válvula de expansão	Placa eletrônica	Via microcomputador (software <i>LabView</i> ®)	Variável não medida, apenas ajustada
Massa de refrigerante no sistema de refrigeração	---	Manual, através da válvula agulha	Balança de precisão

Outra variável independente é a temperatura ambiente da sala onde foi instalada a bancada, controlada por um ar condicionado e mantida aproximadamente constante em 23°C. As demais variáveis apresentadas na tabela 5 são consideradas como dependentes diretas, ou seja, variáveis efetivamente mensuradas.

Há também as variáveis dependentes indiretas, que são calculadas a partir das demais variáveis. Dentre elas, as significativas para este trabalho são: Grau de Superaquecimento, Capacidade de Refrigeração e COP.

Tabela 5 – Variáveis Dependentes da Bancada de Testes

Variável	Símbolo	Medição
Temperatura do fluido secundário na saída do evaporador	Ponto 8.s	Termopar de imersão
Temperatura do fluido secundário na saída do condensador	Ponto 3.s	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador	Ponto 8.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na saída do evaporador	Ponto 9.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na entrada do condensador	Ponto 3.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na saída do condensador	Ponto 4.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na sucção do compressor	Ponto 1.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante na descarga do compressor	Ponto 2.r	Termopar de imersão
Temperatura da carcaça do compressor	-----	Termopar de superfície
Temperatura do refrigerante na entrada da EEV	Ponto 7.r	Termopar de imersão
Temperatura do refrigerante líquido na entrada do trocador de calor interno	Ponto 5.r	Termopar de superfície
Temperatura do refrigerante líquido na saída do trocador de calor interno	Ponto 6.r	Termopar de superfície
Temperatura do refrigerante vapor na entrada do trocador de calor interno	Ponto 10.r	Termopar de superfície
Temperatura do refrigerante vapor na saída do trocador de calor interno	Ponto 11.r	Termopar de superfície
Temperatura do fluido secundário no medidor turbina do evaporador	Ponto 13.s	Termopar de superfície
Temperatura do fluido secundário no medidor turbina do condensador	Ponto 12.s	Termopar de superfície
Pressão absoluta na sucção do compressor	Ponto 1.r	Transdutor de Pressão
Pressão absoluta na descarga do compressor	Ponto 2.r	Transdutor de Pressão
Pressão absoluta na entrada da EEV	Ponto 7.r	Transdutor de Pressão
Pressão absoluta na saída da EEV	Ponto 8.r	Transdutor de Pressão
Vazão mássica de refrigerante	-----	Transdutor de vazão mássica
Vazão volumétrica do fluido secundário no condensador	-----	Transdutor de vazão do tipo turbina
Vazão volumétrica do fluido secundário no evaporador	-----	Transdutor de vazão do tipo turbina
Tensão aplicada no compressor	-----	Transdutor de tensão elétrica
Corrente consumida pelo compressor	-----	Transdutor de corrente
Potência elétrica do compressor	-----	Transdutor de potência elétrica ativa

O grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador (ΔT_{sh}) é a diferença da temperatura do refrigerante no estado gasoso na saída do evaporador (T_{9r}) e da temperatura do refrigerante bifásico na entrada do evaporador (T_{evap}), logo:

$$\Delta T_{sh} = T_{9r} - T_{evap} \quad (36)$$

onde: $\Delta T_{sh} \geq 0$.

Como o refrigerante encontra-se no estado bifásico (líquido e vapor) na entrada do evaporador e desprezando a perda de carga ao longo deste componente, a temperatura de evaporação T_{evap} é uma função da pressão de saturação P_{8r} do gás, como descrito no tópico 1 do Anexo 1. Utilizando um polinômio de sexta ordem obtido através do software EES, correlacionou-se T_{evap} com P_{8r} :

$$T_{evap} = -60.757 + 53.589P_{8r} - 27.597P_{8r}^2 + 10.623P_{8r}^3 - 2.5445P_{8r}^4 + 0.3380P_{8r}^5 - 0.0190P_{8r}^6 \quad (37)$$

Quando o grau de superaquecimento é nulo, o gás na saída do evaporador ainda está no estado bifásico. Além de caracterizar uma condição de operação não otimizada, ainda corre-se o risco do compressor aspirar líquido.

A capacidade de refrigeração foi calculada pelo lado do fluido secundário (Q_{evap}^s) através da equação 38, onde a densidade e o calor específico do fluido secundário na entrada do evaporador, “p_{9s}” e “c_{9s}” respectivamente, foram determinados a partir da temperatura no ponto “9.s”.

$$Q_{evap}^s = \rho_{9s} \cdot \dot{V}_s^e \cdot c_{9s} \cdot (T_{9s} - T_{8s}) \quad (38)$$

O coeficiente de performance foi definido através da relação entre a capacidade de refrigeração obtida pelo lado do fluido secundário (Q_{evap}^s) e a potência consumida pelo compressor e pelo inversor de frequência do compressor (\dot{W}_{elet}), conforme a equação 39. Neste cálculo não foram consideradas as potências da válvula de expansão, do sistema de controle e aquisição de dados e do microcomputador.

$$COP = \frac{Q_{evap}^s}{\dot{W}_{elet}} \quad (39)$$

5.3 Ponto de Operação e Critério de Regime Permanente

O sistema de refrigeração é um sistema não-linear e multivariável, portanto o ponto de operação é caracterizado pelos valores das variáveis independentes. A condição de operação padrão, definida pelas temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador e no condensador e vazões do fluido secundário nos mesmos, é apresentada na tabela abaixo. A rotação do compressor, abertura da EEV e carga de refrigerante determinam, em conjunto com a tabela 6, o ponto de operação.

Tabela 6 – Condição de Operação Padrão

T_{B_e}	Temperatura na entrada do banho do evaporador (T_{9s}): 10,1°C;
T_{B_c}	Temperatura na entrada do banho do condensador (T_{4s}): 35,1°C;
Rot_e	Rotação da bomba do evaporador (N_{BE}): 500 rpm;
Rot_c	Rotação da bomba do condensador (N_{BC}): 400 rpm;

Ao estabelecer pontos de operação, é possível realizar ensaios experimentais na bancada através do ajuste do *set-point* das variáveis independentes. No Anexo 3 encontram-se os procedimentos de partida, de testes e de parada da bancada. Para modelar o sistema em estudo, é necessário adotar um critério de regime permanente, pois além de uma variável de interesse ser do tipo dependente indireta, o comportamento da saída é oscilatório em torno de um ponto de estabilização.

PÖTKKER [2] mostrou que os comportamentos das variáveis dependentes do sistema, como grau de superaquecimento na saída do evaporador e capacidade de refrigeração, são fortemente influenciados pelas pressões de sucção e descarga. Em função desta dependência direta, ao realizar algum experimento, basta monitorar as pressões em questão e verificar se a oscilação e inclinação da resposta encontram-se dentro de patamares pré-estabelecidos. O critério adotado é mostrado na figura 43.

Ao ligar a bancada, aguarda-se 60 minutos para verificar a estabilização das variáveis. Na sequência uma reta é ajustada ao longo de um intervalo fixo de 12 minutos através do método dos mínimos quadrados e avalia-se a razão do coeficiente angular da reta com o valor da média aritmética desta variável. Caso esta razão seja inferior a um

certo limite (0,03%/min), considera-se que o sistema está em regime permanente. No teste abaixo, os intervalos 2 (dois) e 3 (três) obedecem o critério de regime permanente.

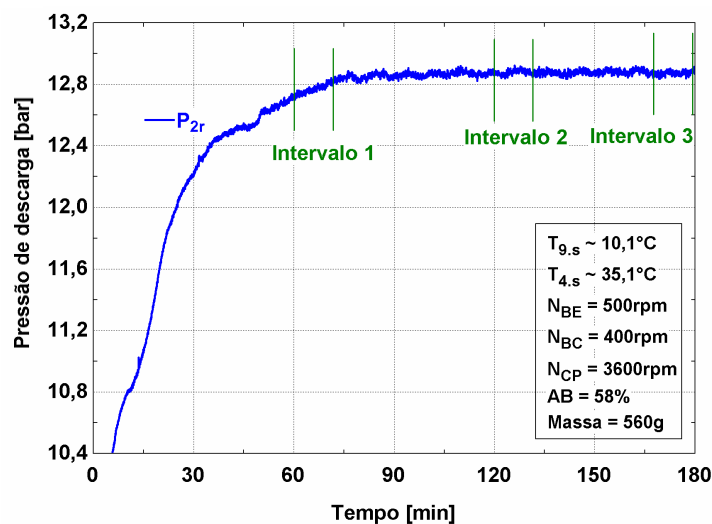


Figura 43: Pressão de Descarga em Função do Tempo

Um programa computacional específico foi desenvolvido por PÖTKKER [2] na plataforma *EES (Engineering Equation Solver)* com a finalidade de processar os dados obtidos em todos os ensaios. O programa computacional aplica o critério de regime permanente e obtém as médias das variáveis em cada intervalo.

PÖTKKER [2] se preocupou em conhecer o ponto ótimo do sistema no regime permanente para cada condição de operação. Para este trabalho foi necessário analisar a resposta transiente do sistema. Para tal, utilizou-se o software *Matlab®*, uma linguagem de alto nível e um software interativo que permite identificar e simular sistemas e projetar controladores.

Capítulo 6

Modelagem do Sistema de Refrigeração

6.1 Estratégia de Controle

O sistema de refrigeração possui 3 (três) modos de operação bem distintos que consideram as duas variáveis abaixo, conforme mostrado na figura 44:

- Temperatura do ar no interior do gabinete: no caso particular do sistema em estudo, esta é equivalente à temperatura do fluido secundário na saída do evaporador;
- Rotação do compressor.

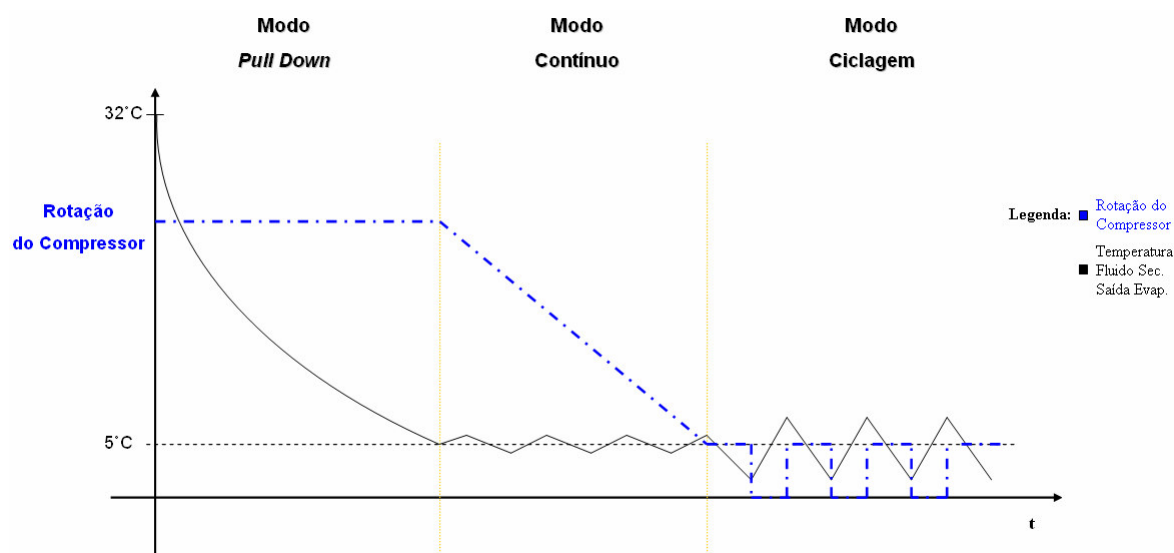


Figura 44: Modos de Operação de um Sistema de Refrigeração

Cada modo de operação é detalhado a seguir, pois a estratégia de controle adotada para cada um é diferente. Um resumo das diferenças dos modos de operação descritos foi feito na tabela 7.

- **Modo *Pull Down*:** Esta situação ocorre quando o refrigerador é ligado pela primeira vez ou religado após muito tempo sem operar. A temperatura do fluido secundário na saída do evaporador (32°C) é muito maior do que a temperatura de referência (5°C), portanto o compressor funciona na rotação máxima até que a primeira se iguale ao *set-point*. Isto acontece porque a capacidade de refrigeração do sistema é maior do que a carga térmica;
- **Modo Contínuo ou Modo Econômico:** Neste caso é possível casar a carga térmica com a capacidade de refrigeração, portanto o compressor e a válvula de expansão operam continuamente através da ação de um controlador devidamente projetado para manter a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador igual ao *set-point*. É também chamado de modo econômico porque nesta região obtêm-se economias significativas no consumo de energia do sistema com a aplicação de uma técnica de controle adequada de forma que o CRV e a EEV operem de forma conjunta e inteligente;
- **Modo Ciclagem:** Neste modo a carga térmica é menor do que a capacidade de refrigeração do sistema, portanto o compressor não pode operar continuamente. Logo o compressor é obrigado a funcionar no modo liga-desliga. Quando ligado, o compressor trabalha na rotação mínima até que a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador chegue a um patamar mínimo. A característica deste modo é uma maior oscilação da temperatura do fluido secundário na saída do evaporador e um maior consumo de energia do compressor em função do controle “on-off”.

Tabela 7 – Diferenças dos Modos de Operação

Modo	Temperatura	Capacidade de Refrigeração	Rotação do Compressor
<i>Pull Down</i>	$T_{in} > T_{sp}$	$Q_{ref} > CT$	$R_{ot} \quad M_{\acute{a}x}$
Contínuo	$T_{in} = T_{sp}$	$Q_{ref} = CT$	$R_{ot} \quad M_{in} \leq R_{ot} \leq R_{ot} \quad M_{\acute{a}x}$
Ciclagem	$\bar{T}_{in} = T_{sp}$	$Q_{ref} > CT$	$R_{ot} \quad M_{in}$

PÖTKKER [2] mostrou que sistemas CRV / EEV são mais eficientes, pois operam num ponto de máximo COP e fornecem uma capacidade de refrigeração equivalente ou próxima à demanda de carga térmica. Portanto a abordagem deste trabalho é modelar o sistema de refrigeração no modo contínuo, modo onde o sistema opera na maior parte do tempo. As entradas controláveis são:

$$\checkmark \text{ Entradas: } \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{Compressor} \\ DC \\ CR \end{bmatrix}.$$

A entrada $u_3(t)$, a carga de refrigerante no circuito, foi fixada em um valor, pois PÖTKKER [2] provou que as cargas de refrigerante ótimas para cada rotação são muito próximas entre si, portanto a rotação do compressor $u_1(t)$ não tem influência significativa sobre a carga de refrigerante ótima do sistema de refrigeração quando a abertura da EEV $u_2(t)$ é regulada para gerar um grau de superaquecimento constante na saída do evaporador. Além disto, atualmente a bancada não permite a variação deste parâmetro de forma automática e a inclusão deste no estudo aumentaria a complexidade do modelo.

A integração da rotação do compressor e abertura do dispositivo de expansão possibilita uma maior faixa de capacidade de refrigeração e a correta combinação destas entradas permite alcançar o objetivo do trabalho para uma dada carga de refrigerante.

PÖTKKER [2] também mostrou que os graus de superaquecimento associados com os COP's máximos situam-se próximos ou dentro da faixa de 1°C à 3°C. Logo, para maximizar o COP e minimizar o consumo de energia do sistema, a estratégia de controle é dada pelo cumprimento de duas regras:

1º: Casar Capacidade de Refrigeração com Carga Térmica;

2º: Grau de Superaquecimento dentro de tolerância pré-determinada.

Para casar a capacidade de refrigeração com a carga térmica é preciso monitorar e controlar a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador do sistema de refrigeração em estudo (T_{inside} ou $T_{w^{out},evap}$), pois não se mede diretamente a capacidade de refrigeração. Se T_{inside} está subindo ou é maior do que uma temperatura de referência, indica que a capacidade de refrigeração do sistema é menor do que a carga térmica naquele

instante, e vice-versa. Já o grau de superaquecimento (ΔT_{SH}) é mensurado e dado pela equação 36. Logo, as saídas do sistema são:

$$\checkmark \text{ Saídas: } \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{SH} \\ T_{inside} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2(t) - x_1(t) \\ x_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{9r} - T_{evap} \\ T_{8s} \end{bmatrix}.$$

Em outras palavras, há diversas configurações de abertura do dispositivo de expansão e rotação do compressor para atender uma determinada carga térmica, porém só uma é ótima. As perturbações, ou entradas não-controláveis, que agem diariamente nos sistemas de refrigeração são a temperatura ambiente ($T_{ambiente}$) e a carga térmica (CT).

A modelagem do sistema constitui uma etapa muito importante para o projeto de controladores. Como a modelagem é aparentemente uma tarefa árdua, optou-se pela identificação da bancada através de ensaios determinados para obter um modelo MIMO que represente, a partir de critérios estabelecidos, o comportamento do sistema real.

6.2 Identificação do Sistema de Refrigeração

Para identificar o sistema de refrigeração, os passos descritos no tópico 4.1 foram seguidos. A primeira etapa consiste em planejar os experimentos: sinais de entrada e período de amostragem do sistema. É de conhecimento da área de controle que a acuracidade da estimação de parâmetros de um sistema desconhecido é fortemente influenciado pelo modo como a entrada é gerada.

Num primeiro momento não se pretende alterar o período de amostragem da bancada, que hoje é $T_{sample} \cong 1,05s$. Este parâmetro é influenciado pela quantidade de informações que o sistema de controle e aquisição de dados precisa gerenciar e pela complexidade do programa. Uma dificuldade é que o valor do período de amostragem varia dentro de certa tolerância a cada iteração, portanto adotou-se o pior caso: $T_{sample} = 1,2s$. Para um melhor projeto dos sinais de entrada, primeiramente foram analisados alguns ensaios realizados na bancada por PÖTKKER [2].

6.2.1 Ensaios Analisados

Nesta etapa buscou-se um conhecimento preliminar do sistema de refrigeração. As condições de operação dos ensaios analisados, definidas pelas temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador e a vazão do fluido secundário nos mesmos, como descrito no tópico 5.3, foram apresentadas na tabela 8.

Tabela 8 – Condições de Operação dos Testes Analisados

	TB_c (°C)	TB_e (°C)	Rot_c (RPM)	Rot_e (RPM)	DC (%)	$\omega_{Compressor}$ (RPM)	CR (g)
31/jan/2006	35	10	500	400	Variável	3000	550
03/fev/2006	35	5	500	400	Variável	1800	550

Para cada rotação e carga de refrigerante fixas, variou-se a abertura da EEV (DC) com acréscimos em degrau a partir de uma abertura inicial que depende da rotação do teste. No ensaio do dia 31 de Janeiro de 2006, por exemplo, para $\omega_{Compressor} = 3600RPM$, o valor o ciclo ativo variou entre 50% e 63%. A figura 45 mostra o comportamento do grau de superaquecimento após um degrau na abertura da EEV de 50% para 52%.

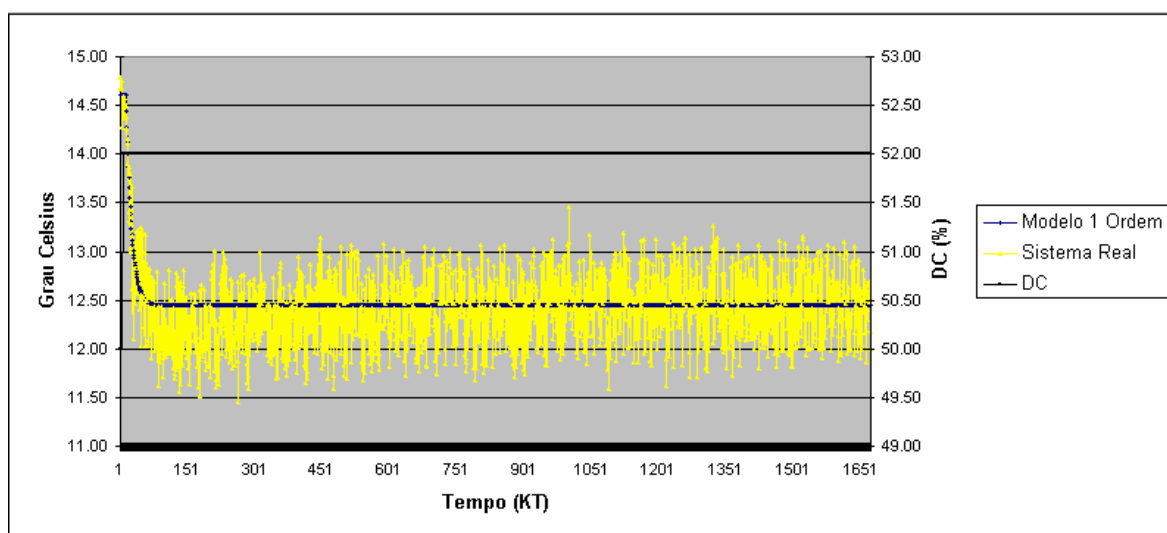


Figura 45: ΔT_{SH} após degrau em DC (31/Jan/2006)

A resposta ao degrau na figura acima comprova que, para pequenas perturbações em torno do ponto de operação, o sistema pode ser modelado utilizando as ferramentas de

sistemas lineares. Neste caso, o comportamento do ΔT_{SH} ao degrau na abertura da EEV pode ser tratado como uma função de transferência de primeira ordem com retardo:

$$G(s) = K \frac{e^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (40)$$

O atraso de transporte θ é fortemente influenciado pelas características físicas do sistema, como tamanho da tubulação e quantidade de carga de refrigerante, e pela condição de operação. No trabalho de OUTTAGARTS e HABERSCHILL *et al.* [19] e MAIA [16], os parâmetros do modelo acima foram associados a uma lei que varia conforme a temperatura de evaporação e a rotação do compressor.

O comportamento do ΔT_{SH} também pode ser modelado por um sistema de segunda ordem, conforme (41), pois a convergência para o novo regime permanente é lenta (aproximadamente 7 minutos), o que caracteriza um sistema sub-amortecido com amortecimento próximo do valor unitário.

$$G(s) = \frac{K e^{-\theta s}}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} = \frac{K e^{-\theta s}}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (41)$$

As regras para determinar os valores de ξ e ω_n , respectivamente o amortecimento e frequência natural de oscilação do sistema, são:

1. $t_r(5\%) = \frac{3}{\xi \omega_n}$; (tempo de resposta de 5%)
2. $t_p = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}}$; (tempo de pico)

Observa-se na figura 46 que a utilização de um modelo de maior complexidade, apesar de representar mais adequadamente o sistema, pode não ser necessária. Isto é uma questão de avaliar os custos e benefícios desta ação, onde o erro de modelagem é um excelente indicador da precisão do modelo. Neste trabalho adotou-se o modelo (40) para representar o comportamento do ΔT_{SH} .

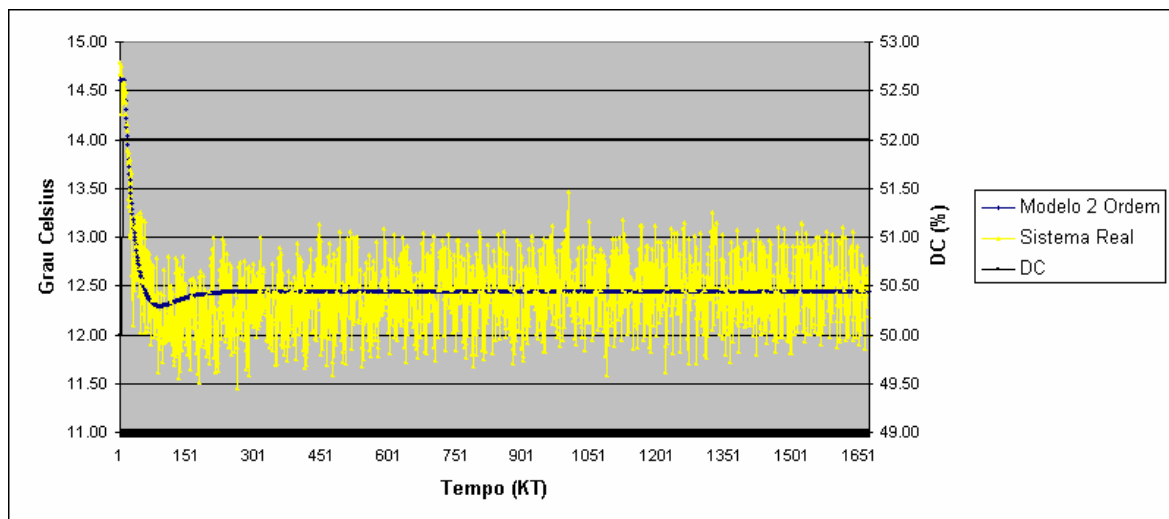


Figura 46: Modelagem do ΔT_{SH} por um modelo de 2° Ordem (31/Jan/2006)

Até o momento foi analisado o regime permanente e transiente de uma saída do sistema. Na figura 47 é mostrado o comportamento da temperatura interna (T_{inside}) para o mesmo degrau e ponto de operação da figura 45. É possível utilizar o modelo (40) para representar a T_{inside} , porém o valor do atraso de transporte θ é significativo e próximo do valor da constante de tempo τ . Para simplificar o projeto do controlador devido ao retardo da T_{inside} , fez-se o uso do modelo (41) para modelar o comportamento desta saída.

É importante frisar que o escopo deste trabalho é a utilização de modelos lineares em sistemas de refrigeração, pois uma das vantagens desta abordagem é a ampla gama de ferramentas disponíveis para o projeto de controladores.

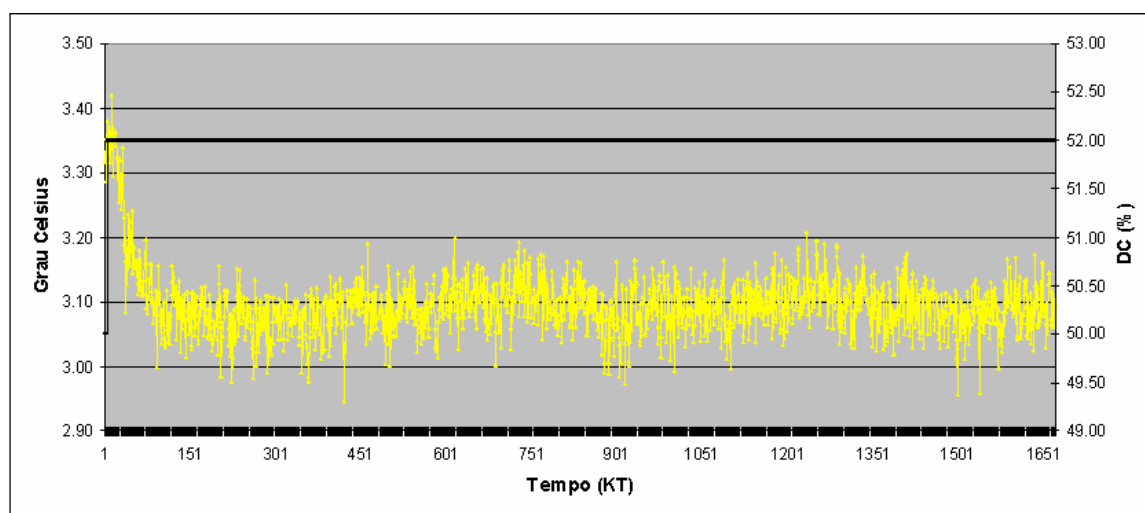


Figura 47: T_{inside} após degrau em DC (31/Jan/2006)

Para a realização dos testes foi necessário definir o domínio das entradas, que neste caso é composto pelas entradas e perturbações descritas no tópico 6.1. Na sequência identificou-se o sistema de refrigeração utilizando variações em degrau nas entradas controláveis de forma determinada para, posteriormente, projetar e ajustar um controlador para resolver o PSR.

6.2.2 Domínio das Entradas

A carga de refrigerante foi fixada em **560 gramas**, valor determinado com base no trabalho de PÖTKKER [2]. O autor provou que variando esta entrada obtém-se um COP maior, porém o ganho é muito pequeno (até 3%) frente ao investimento necessário para automatizar esta entrada (reservatório de refrigerante, sensores e válvulas controladas).

A rotação do compressor pode variar de 1800 a 4200 RPM, valores recomendados pelo fabricante. Abaixo do valor especificado, ocorrem problemas de refrigeração e as perdas mecânicas são muito elevadas. Dada uma rotação, os pontos de COP máximo são funções das perturbações, do *set-point* e da abertura da válvula, ou seja:

$$COP = f(DC, CT, T_{ambiente}, R_{referência}) \quad (42)$$

O domínio de operação da abertura da válvula é $\pm 5\%$ em relação à abertura ótima em cada rotação, que é conhecida quando $\Delta T_{SH} \cong 4^\circ C$. Um exemplo é mostrado na figura 48, onde as temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e do condensador foram reguladas em $10^\circ C$ e $35^\circ C$, respectivamente.

Como pode ser observado na figura 48, para cada rotação há uma abertura ótima (ponto central, onde $\Delta T_{SH} \cong 4^\circ C$) que muda de acordo com uma curva ajustada por uma equação de 2° grau. Quanto maior a rotação, maior a abertura ótima. A reta indica a variação máxima e mínima permitida para a abertura da válvula em dadas rotações.

É importante salientar que o valor do COP se eleva com o aumento da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador, pois a pressão de evaporação que fornece o ΔT_{SH} ótimo também se torna maior. Isto justifica o fato de que a redução na rotação do compressor provoca aumento no COP.

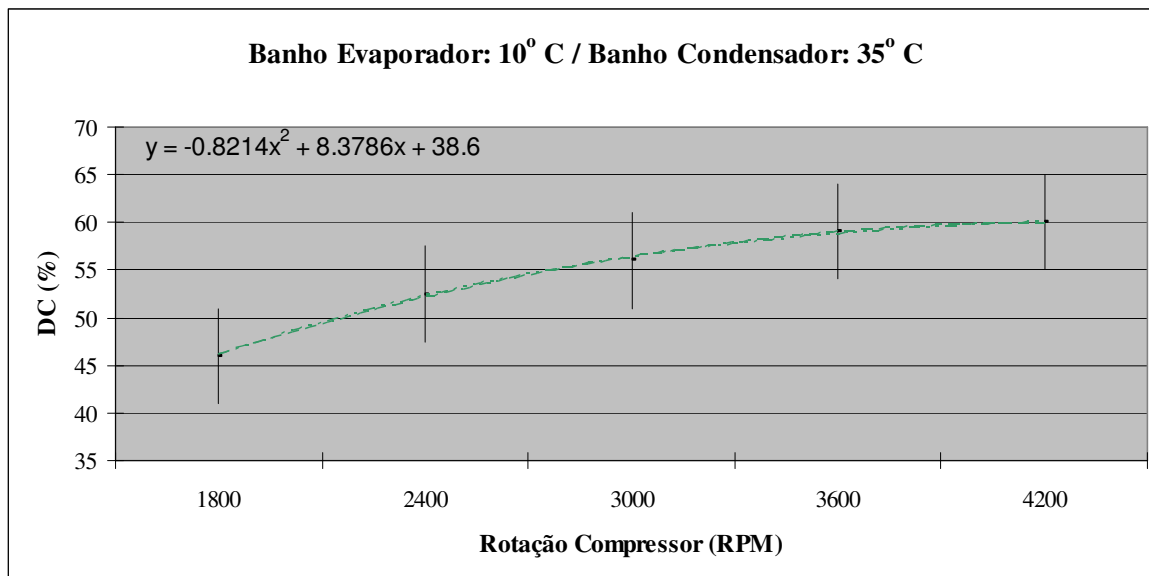


Figura 48: Domínio da Abertura da Válvula para cada Rotação do Compressor numa Condição de Operação Fixa

As temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador e na entrada do condensador afetam a abertura ótima da EEV da seguinte forma:

- Ao elevar a temperatura do fluido secundário na entrada do condensador, menor a abertura ótima da EEV se as demais variáveis se mantiverem fixas, como pode ser comprovado na figura 49. Quando se aumenta a temperatura em questão, ocorre uma elevação da pressão de condensação e uma queda do grau de subresfriamento na saída do condensador. Este fenômeno é acompanhado pelo aumento da pressão de evaporação. Logo a vazão mássica aumenta e reduz o grau de superaquecimento na saída do evaporador. Portanto, é necessário reduzir o valor da abertura da EEV para retornar o sistema ao ponto ótimo.
- Ao elevar a temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador, maior a abertura ótima da EEV se as demais variáveis se mantiverem fixas, como pode ser comprovado na figura 50. Quando se aumenta a temperatura em questão, ocorre rapidamente uma elevação no grau de superaquecimento na saída do evaporador. Portanto, é necessário aumentar o valor da abertura da EEV para aumentar a vazão mássica e a pressão de evaporação, inundando novamente o evaporador e retornando o sistema ao ponto ótimo.

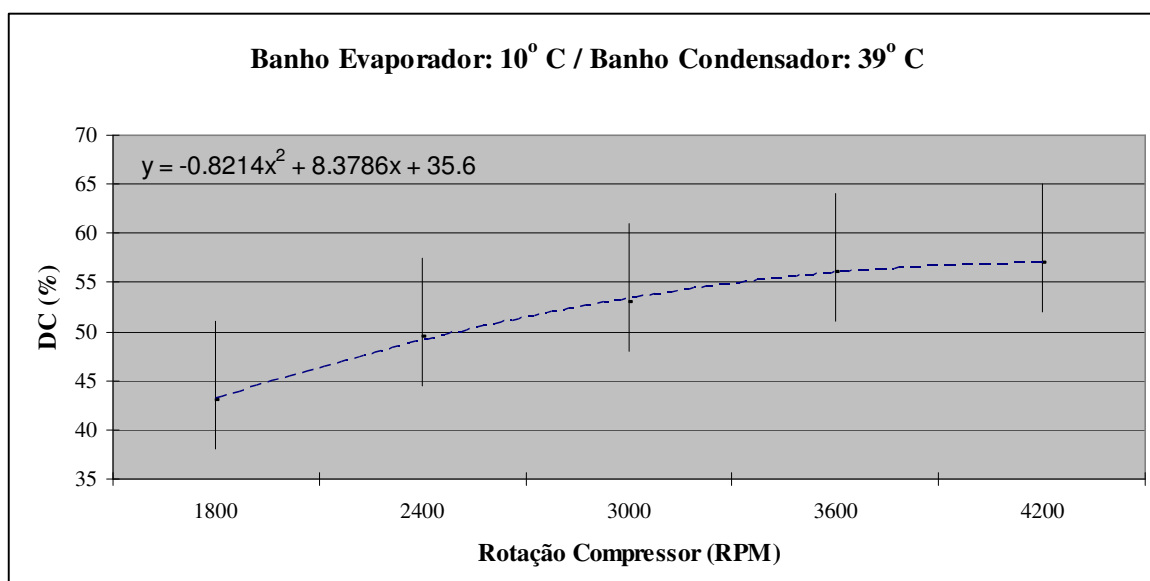


Figura 49: Efeito da Elevação da Temperatura do Fluido Secundário na Entrada do Condensador sobre a Abertura Ótima da EEV

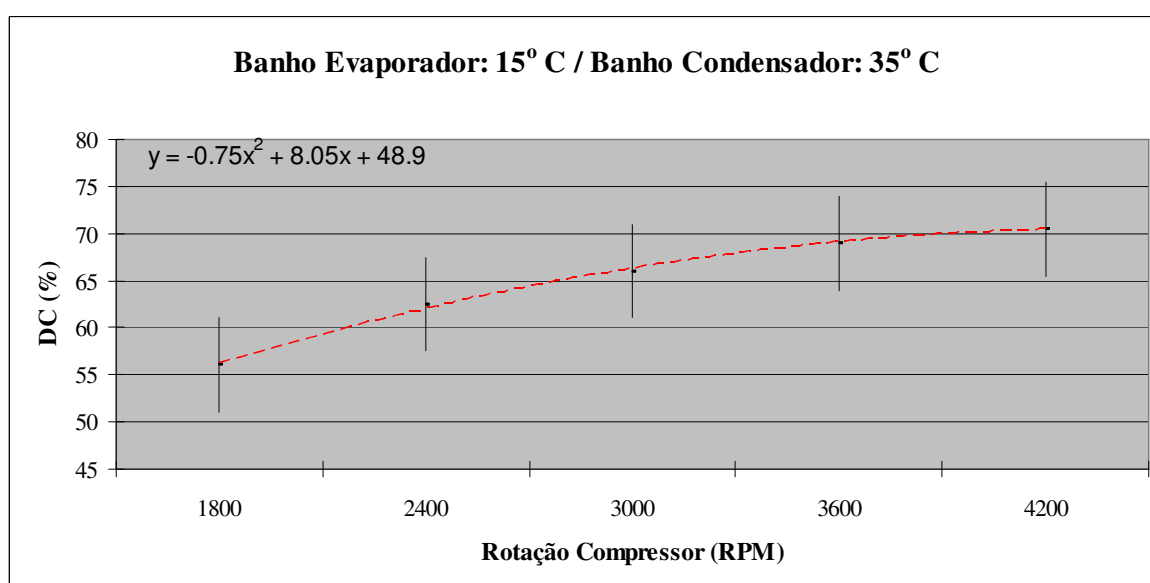


Figura 50: Efeito da Elevação da Temperatura do Fluido Secundário na Entrada do Evaporador sobre a Abertura Ótima da EEV

Foi determinado que não se pretende trabalhar com o sistema além do ponto ótimo porque há o risco do compressor aspirar fluido refrigerante no estado líquido, danificando o sistema de válvulas, e pelo fato de que a perda de COP além deste é elevada, conforme indicado na figura 51 através das circunferências laranjas.

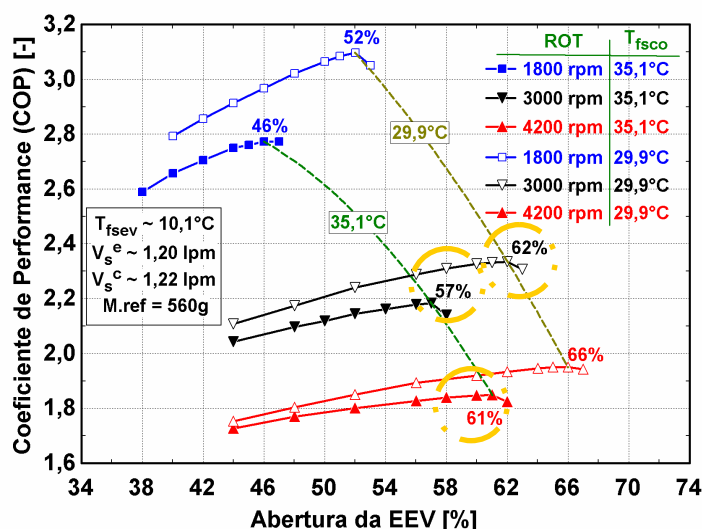


Figura 51: Perda de COP Acentuada após Ponto Ótimo

Fonte: PÖTKKER [2]

Esta grande perda de COP após o ponto ótimo se explica pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_e = UA(T_{in} - T_{sucção}) \quad (43)$$

Na bancada T_{in} é constante, dado pelo ajuste da temperatura de entrada do fluido secundário no evaporador. A variável $T_{sucção}$ é dependente da pressão de sucção e quando se passa do ponto ótimo esta temperatura só aumenta. Associado ao fato que UA é constante após o ponto ótimo, há perda de capacidade de refrigeração, pois a diferença $(T_{in} - T_{sucção})$ diminui. Após o ponto ótimo também há a elevação na potência elétrica do compressor, logo relacionando este fato com a perda de capacidade através da equação (39) é evidente que há uma queda acentuada no COP.

Com base nessas afirmações, foi escolhido um ponto de operação para realizar a identificação do sistema, conforme indicado na tabela 9, enquanto o domínio das entradas para a identificação do sistema é mostrado na figura 52.

Tabela 9 – Ponto de Operação para Identificação do Sistema

T_{B_c} (°C)	T_{B_e} (°C)	Rot_e (RPM)	Rot_c (RPM)	DC (%)	$\omega_{Compressor}$ (RPM)	CR (g)
36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560

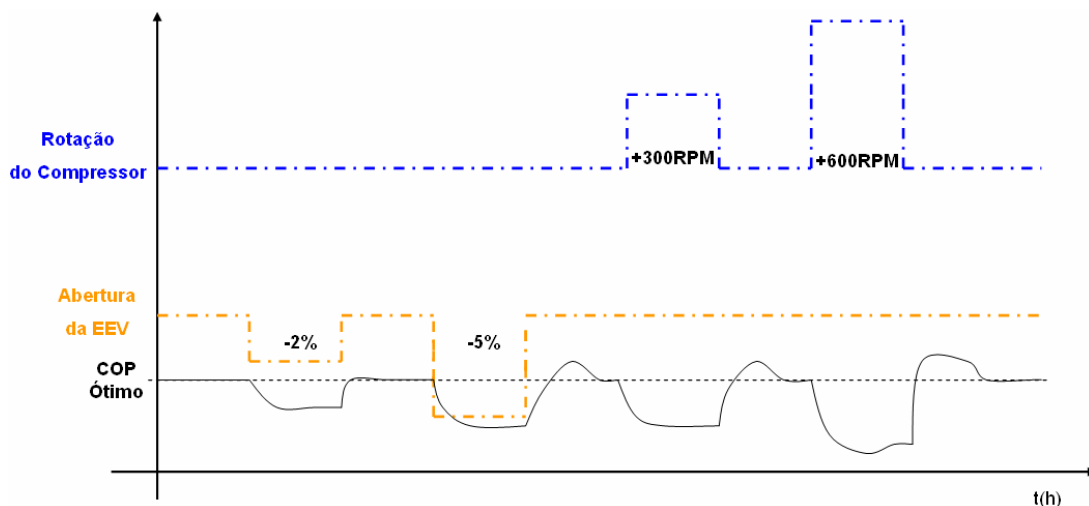


Figura 52: Planejamento das Entradas para Identificação do Sistema

O sistema foi colocado no ponto ótimo e foram realizados degraus na abertura da válvula e na rotação do compressor no sentido de recuar o sistema deste ponto, ou seja, aumentar o superaquecimento. O planejamento acima foi baseado no princípio da superposição, onde:

- $y_1(t)$ e $y_2(t)$ são saídas geradas pelas entradas $u_1(t)$ e $u_2(t)$, respectivamente;
- $y_3(t) = \alpha y_1(t) + \beta y_2(t)$ é uma saída correspondente à uma entrada $u_3(t)$ que é combinação linear das entradas $u_1(t)$ e $u_2(t)$, ou seja, $u_3(t) = \alpha u_1(t) + \beta u_2(t)$, conforme a figura abaixo.

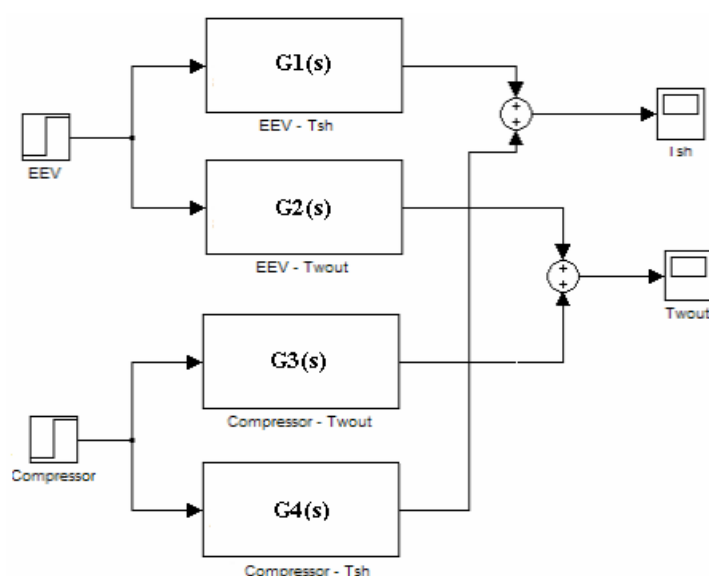


Figura 53: Arquitetura do Sistema de Refrigeração

6.2.3 Ensaios Realizados

Na tabela 10 é mostrado o planejamento das entradas para a identificação do sistema. Em vermelho se destacam as entradas controláveis e suas variações. Os resultados em regime permanente das saídas estão em azul e foram calculados a partir da média dos últimos 700 pontos dentro da tolerância de estabilidade. A seguir cada saída é analisada com base na variação de uma entrada em particular.

Tabela 10 – Ensaios para Identificação do Sistema

	TB _c (°C)	TB _e (°C)	Rot _e (RPM)	Rot _c (RPM)	DC (%)	$\omega_{Compressor}$ (RPM)	CR (g)	T _{sh} (°C)	T _{inside} (°C)
28/ago	36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560	2,43	2,51
	36,2	10,7	500	400	48,2	3000	560	7,5	2,77
	36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560	2,55	2,50
	36,2	10,7	500	400	45,2	3000	560	10,33	3,19
	36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560	1,62	2,51
	36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560	1,97	2,48
29/ago	36,2	10,7	500	400	50,2	3300	560	5,53	2,36
	36,2	10,7	500	400	50,2	3000	560	2,09	2,51
	36,2	10,7	500	400	50,2	3600	560	7,43	2,26

- **Comportamento do ΔT_{SH} x ΔDC :**

Calculando os ganhos do modelo a partir das 2 (duas) mudanças na abertura da válvula, segundo os resultados mostrados na tabela 10, nota-se que com uma variação de 5% houve uma redução no mesmo:

$$K_1 = \frac{\Delta y}{\Delta u} = \frac{7,5 - 2,43}{48,2 - 50,2} \therefore K_1 = -2,54$$

$$K_2 = \frac{\Delta y}{\Delta u} = \frac{10,33 - 2,55}{45,2 - 50,2} \therefore K_2 = -1,56$$

Portanto fica evidente a não-linearidade do sistema. Outro comportamento não-linear foi o aumento da constante de tempo quando o sistema retorna ao ponto ótimo. Como se selecionou um sistema linear de primeira ordem com atraso para representar este

comportamento, como descrito no t3pico 6.2.1, adotou-se o pior caso³ para modelar o sistema. Os dois comportamentos s3o mostrados nas figuras 54 e 55.

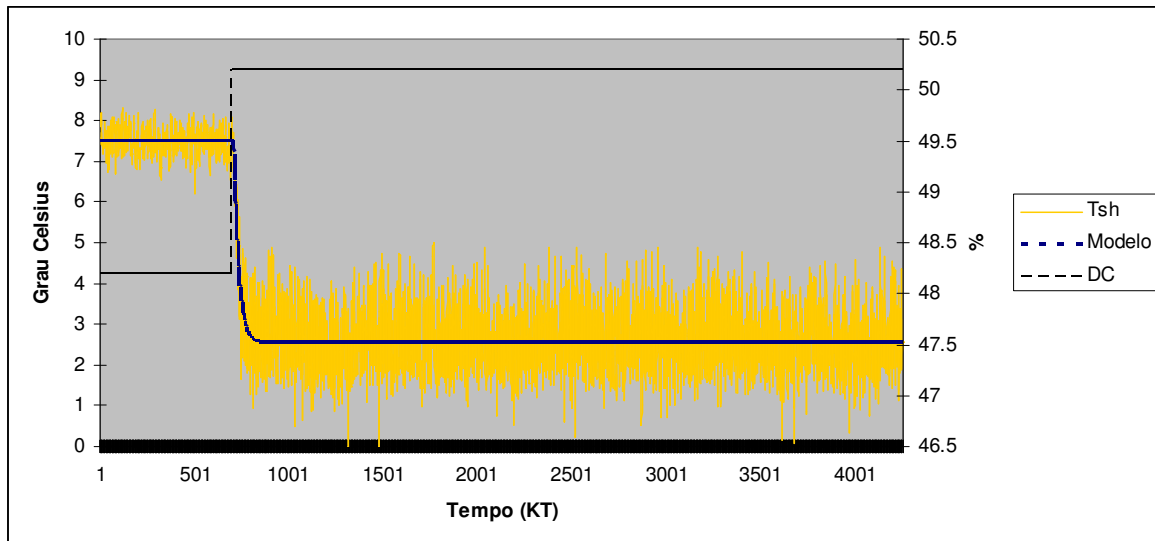


Figura 54: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta DC = 2\%$: $G(s) = -2.48 \frac{e^{-9.24}}{26.1s + 1}$

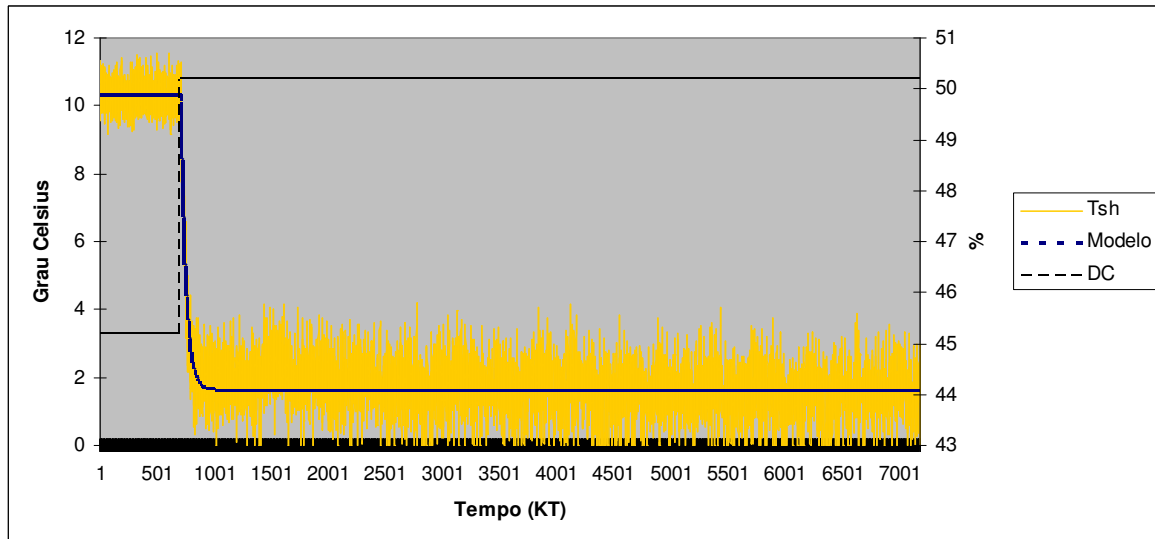


Figura 55: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta DC = 5\%$: $G(s) = -1.74 \frac{e^{-7.87}}{44s + 1}$

³ Este crit3rio foi adotado porque o ajuste final do controlador - calculado a partir do modelo - atender3 o sistema real, apesar do mesmo perder rendimento em fun33o dos erros de modelagem.

Para concluir esta modelagem fez-se um ensaio de verificação no dia 27 de Setembro de 2006. Os resultados obtidos com ajuda da ferramenta *System Identification Toolbox* do *Matlab*® são mostrados na tabela 11. Um programa no *Matlab*® foi criado para processar os dados registrados no ensaio. Além de calcular os valores de regime permanente e o desvio padrão em relação a media, também retorna os ganhos do modelo. Este programa foi registrado no Anexo 4.

Nota-se novamente que o sistema é mais lento e o atraso de transporte é maior quando o mesmo retorna para o ponto ótimo. A fim de selecionar um modelo único para esta saída, os parâmetros selecionados foram destacados em vermelho.

Tabela 11 – Identificação do ΔT_{SH} x ΔDC

Data	Variação	Ganho	Constante de Tempo	Atraso
27/set	50.1% → 48.1%	-2.42	19.41	8.3
	48.1% → 50.1%	-2.63	25.95	15.9
	50.1% → 45.1%	-1.6	20.4	8.5
	45.1% → 50.1%	-1.57	27.94	11.37

• **Comportamento da ΔT_{inside} x ΔDC :**

Primeiramente modelou-se a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador através de um modelo de primeira ordem com atraso, como mostrado na tabela abaixo, excursionando a abertura da válvula entre [45,2%, 50,2%].

Tabela 12 – Identificação da ΔT_{inside} x ΔDC

Data	Variação	Ganho	Constante de Tempo	Atraso
28/ago	48.2% → 50.2%	-0.135	21.43	31.18
	45.2% → 50.2%	-0.137	34.61	26.48

Já era esperado que o sistema ficasse um pouco mais lento na variação de +5%, pois este mesmo comportamento é observado no grau de superaquecimento. Nota-se que não houve variação significativa no ganho, porém há uma disparidade nas constantes de

tempo. Observa-se também que a constante de tempo e o atraso possuem valores muito próximos, o que dificulta a parametrização de um controlador clássico PID. Para contornar esta dificuldade foi usado um sistema de segunda ordem conforme mostrado abaixo:

$$G(s) = \frac{Ke}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}$$

Para parametrizar o modelo, utilizou-se novamente os dados obtidos no ensaio de verificação do dia 27 de setembro de 2006. A tabela 13 e a figura 56 mostram os valores e a resposta deste modelo frente ao sistema real.

Tabela 13 – Parâmetros do Modelo $\Delta T_{inside} \times \Delta DC$

Data	Ganho	τ_1 (s)	τ_2 (s)	Atraso
27/set/2006	-0,13	28,32	28,32	0

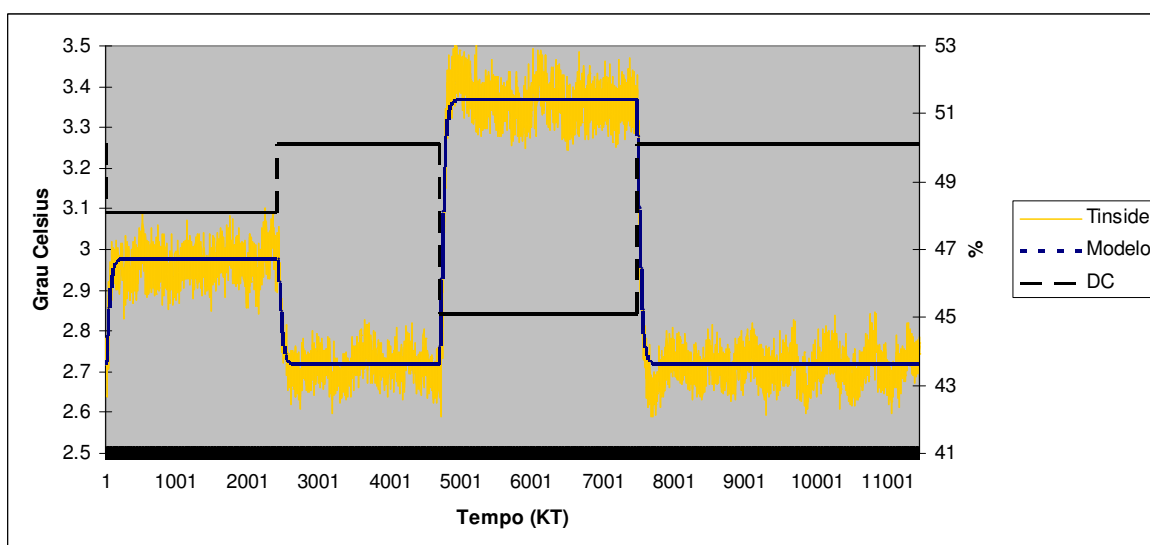


Figura 56: Modelo da $\Delta T_{inside} \times \Delta DC$

- **Comportamento do ΔT_{SH} x $\Delta \omega_{compressor}$:**

Analisou-se o comportamento do ΔT_{SH} no dia 29 de agosto de 2006 frente a mudanças na rotação do compressor na faixa de 300 à 600RPM. A figura 57 mostra que o

comportamento desta saída, a exemplo do $\Delta T_{SH} \times \Delta DC$, também pode ser modelado por um modelo de primeira ordem com atraso.

Para parametrizar o modelo, utilizou-se novamente os dados obtidos no ensaio de verificação do dia 27 de setembro de 2006. O ganho não sofreu nenhuma alteração em relação ao modelo descrito na figura 57, porém obteve-se uma constante de tempo mais rápida, como destacado na tabela 14.

Tabela 14 – Identificação do $\Delta T_{SH} \times \Delta \omega_{compressor}$

Data	Variação	Ganho	Constante de Tempo	Atraso
28/set	3000RPM → 3300RPM	0.01	12.41	3.69
	3300RPM → 3000RPM	0.01	31.97	0
	3000RPM → 3600RPM	0.01	15.24	4.3
	3600RPM → 3000RPM	0.01	21.24	4.55

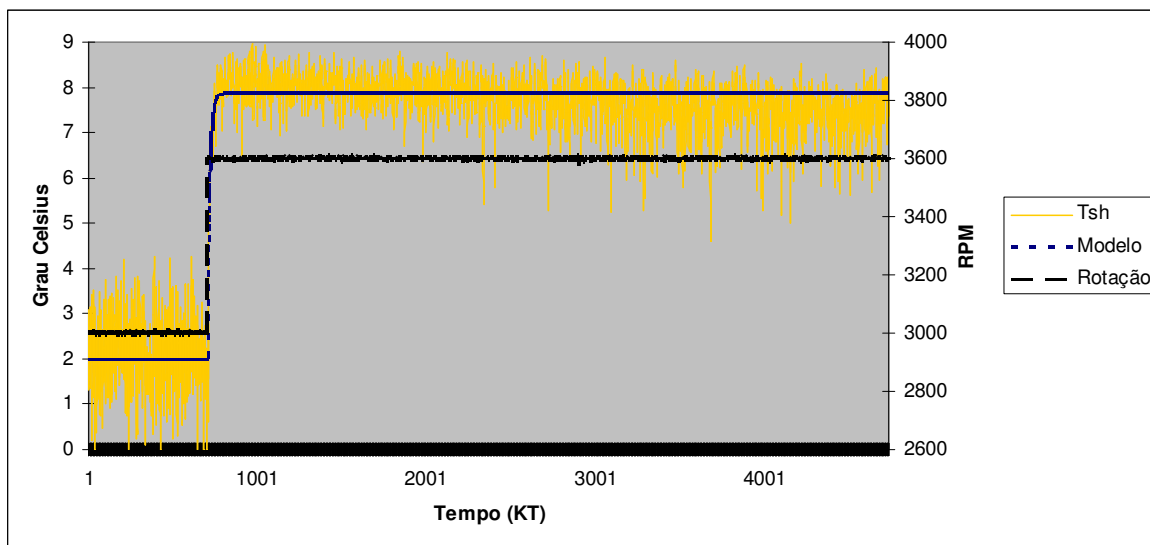


Figura 57: Modelo do ΔT_{SH} quando $\Delta \omega_{compressor} = 600rpm$: $G(s) = 0.0098 \frac{e^{-3.9s}}{13.75s + 1}$

Também fica evidenciado que o sistema demora mais para retornar ao ponto ótimo, comportamento também observado nas identificações anteriores. O modelo adotado é uma combinação do maior atraso e da constante de tempo mais rápida, logo o resultado é evidenciado na tabela 15.

Tabela 15 – Parâmetros do Modelo $\Delta T_{SH} \times \Delta \omega_{compressor}$

Data	Ganho	τ_1 (s)	Atraso (s)
27/set/2006	0,01	12,41	4,5

• **Comportamento da $\Delta T_{inside} \times \Delta \omega_{compressor}$:**

Análises preliminares indicaram que esta variável é bem comportada frente a variações na rotação do compressor na faixa de 600RPM. Quanto maior a variação da entrada, mais a resposta se parece com um modelo de segunda ordem, pois se verificou a ocorrência de picos de subida.

Não se recomenda o uso de um sistema de primeira ordem para modelar esta saída caso seja usado um controlador PID futuramente, pois o atraso é 3 (três) vezes maior do que a constante de tempo, como pode ser verificado nas figuras 58 e 59.

Para modelar esta saída usou-se um modelo de segunda ordem com um zero conforme estrutura abaixo visando a representação do atraso por um adequado ajuste no compensador. Os parâmetros finais obtidos são mostrados na tabela 16.

$$G(s) = \frac{Ke (\tau_3 s + 1)}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}$$

Tabela 16 – Parâmetros do Modelo $\Delta T_{inside} \times \Delta \omega_{compressor}$

Data	Ganho	τ_1 (s)	τ_2 (s)	τ_3 (s)
27/set/2006	-0,0005	20,28	20,28	61,64

Com a realização destes ensaios as 4 (quatro) estruturas do sistema de refrigeração em estudo foram definidas e os parâmetros ajustados com auxílio do *Matlab*[®]. A seguir o modelo multivariável obtido é analisado, validado e incorporado ao programa que controla a bancada de testes.

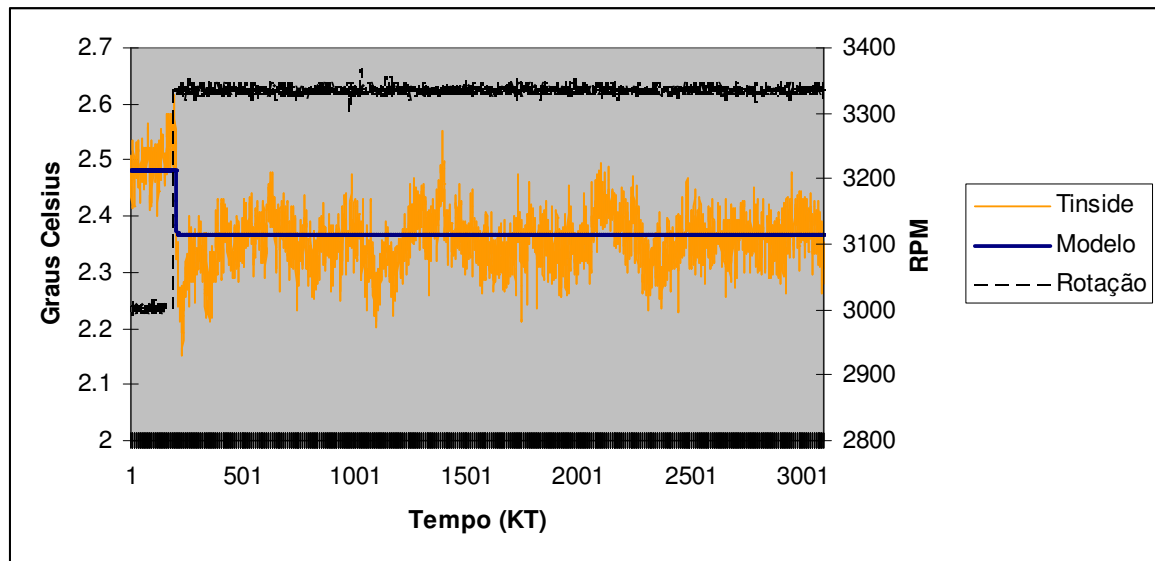


Figura 58: Modelo da ΔT_{inside} quando $\Delta \omega_{compressor} = 300rpm$: $G(s) = -0.00038 \frac{e^{-5s}}{1.55s + 1}$

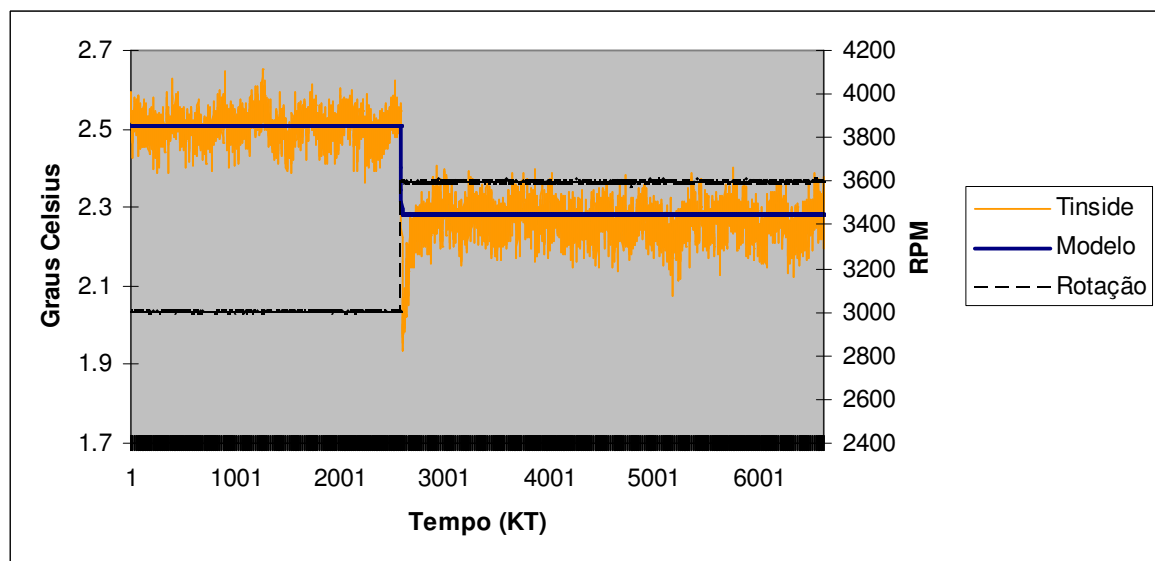


Figura 59: Modelo da ΔT_{inside} quando $\Delta \omega_{compressor} = 600rpm$: $G(s) = -0.00038 \frac{e^{-5s}}{1.55s + 1}$

6.3 Modelo Multivariável do Sistema de Refrigeração

O modelo linear multivariável obtido para uma região específica é representado abaixo por funções de transferência aplicando o princípio da superposição, portanto o grau de superaquecimento e a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador são os resultados da soma de duas funções onde as entradas são dadas pela rotação do compressor (em RPM) e a abertura da EEV (em % do ciclo ativo).

$$T_{sh}(s) = -2.63 \frac{e^{-15.9s}}{(19.41s + 1)} EEV(s) + 0.01 \frac{e^{-4.5s}}{(12.41s + 1)} Compressor(s)$$

$$T_w^{out}(s) = -0.13 \frac{1}{(28.32s + 1)(28.32s + 1)} EEV(s) - 0.0005 \frac{(61.64s + 1)}{(20.28s + 1)(20.28s + 1)} Compressor(s)$$

As variáveis de entradas e saídas foram denominadas conforme nomenclatura abaixo:

$$y_1 = T_{SH} = \text{Grau de Superaquecimento } (^{\circ}\text{C});$$

$$y_2 = T_{w^{out},evap} = T_{inside} = \text{Temperatura do Fluido Secundário na Saída do Evaporador } (^{\circ}\text{C}) - \\ \text{equivale à temperatura do ar no interior do gabinete};$$

$$u_1 = DC = \text{Abertura da Válvula de Expansão Eletrônica } (\%);$$

$$u_2 = RPM = \text{Rotação do Compressor}.$$

A relação dos atrasos de transporte de cada função de transferência do modelo multivariável acima com sua respectiva constante de tempo $\left(\frac{\theta}{\tau}\right)$ é menor do que 1.

Conforme RICO e CAMACHO [32], “o ajuste do controlador para se obter uma boa performance pode ser obtido de forma bastante simplificada desintonizando o PID calculado para a planta sem o atraso”. Portanto desconsiderar os atrasos de transporte causará pouco impacto no projeto do controlador de um sistema. O modelo resultante desta ação é mostrado na figura 60, juntamente com a matriz de transferência definitiva do sistema de refrigeração em estudo.

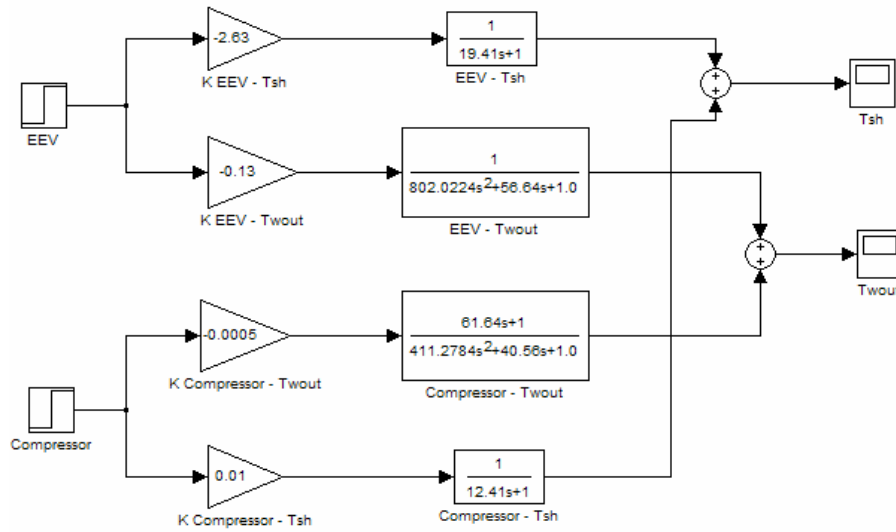


Figura 60: Modelo Linear Multivariável do Sistema de Refrigeração

Matriz de Transferência Definitiva do Sistema

$$\begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2.63}{(19.41s+1)} & \frac{0.01}{(12.41s+1)} \\ \frac{-0.13}{(28.32s+1)^2} & \frac{-0.0005(61.64s+1)}{(20.28s+1)^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix}$$

Para justificar o uso de um controlador MIMO no modelo obtido, a Matriz de Ganho do sistema foi calculada. A normalização, que consiste em converter as grandezas absolutas para o sistema p.u. (*per unit*), considera o domínio útil de trabalho das variáveis de entrada. Logo:

- Compressor: 1800 rpm = 0 p.u. e 4200 rpm = 1 p.u.
- Válvula: 30% DC = 0 p.u. e 80% DC = 1 p.u.

Portanto o campo útil de trabalho de cada entrada é:

- Compressor: $\Delta 2400$ rpm;
- Válvula: $\Delta 50\%$ DC.

Como se adotou a abordagem linear, o cálculo baseia-se em uma simples regra de três, lembrando que ganho é uma relação entre variação da saída e variação da entrada.

Logo cada ganho da Matriz de Ganho do Sistema foi calculado conforme abaixo e o resultado encontra-se na tabela 17:

- T_{sh} x EEV:
 - $-2.63 \rightarrow \Delta 1\%$
 - $x \rightarrow \Delta 50\%$
- T_{sh} x RPM:
 - $+0.01 \rightarrow \Delta 1rpm$
 - $x \rightarrow \Delta 2400rpm$
- T_{inside} x EEV:
 - $-0.13 \rightarrow \Delta 1\%$
 - $x \rightarrow \Delta 50\%$
- T_{inside} x RPM:
 - $-0.0005 \rightarrow \Delta 1rpm$
 - $x \rightarrow \Delta 2400rpm$

Tabela 17 – Matriz de Ganho do Sistema

	DC (p.u.)	RPM (p.u.)
T_{sh} (°C)	-131.5	24
T_{inside} (°C)	-6.5	-1.2

Observa-se na tabela 17 que a válvula de expansão e o compressor possuem efeito maior no grau de superaquecimento na saída do evaporador. Também se verifica que o impacto da abertura da válvula nas saídas é 5 vezes maior do que o impacto da rotação do compressor. Este resultado é suficiente para justificar o projeto de um controlador MIMO para o sistema de refrigeração.

Analisando a Matriz de Ganho nota-se o forte acoplamento cruzado entre as variáveis de saída e de entrada. Desprezar esta característica ao usar controlador dual-SISO certamente fará com que este tenha um desempenho pior se comparado ao controlador MIMO, como se verificou no trabalho de HE e LIU *et al.* [20].

Analisando a matriz de transferência, conclui-se que são necessários no mínimo 6 (seis) estados para passar o sistema na forma de Representação de Estados (duas funções de transferência de 2º ordem e duas funções de transferência de 1º ordem). Com auxílio do *Matlab*®, foi obtida a representação de estados na forma canônica controlável:

A =

	x1	x2	x3	x4	x5	x6
x1	0	1	0	0	0	0
x2	0	0	1	0	0	0
x3	-6.424e-005	-0.004885	-0.1221	0	0	0
x4	0	0	0	0	1	0
x5	0	0	0	0	0	1
x6	0	0	0	-0.0001959	-0.01038	-0.1792

B =

	u1	u2
x1	0	0
x2	0	0
x3	1	0
x4	0	0
x5	0	0
x6	0	1

C =

	x1	x2	x3	x4	x5	x6
y1	-0.0001689	-0.009569	-0.1355	1.959e-006	7.947e-005	0.0008058
y2	-8.351e-006	-0.0001621	0	-9.796e-008	-7.254e-006	-7.494e-005

D =

	u1	u2
y1	0	0
y2	0	0

Fez-se uma análise da controlabilidade, observabilidade e estabilidade do sistema:

- Controlabilidade: conceito explorado no item 4.2;
- Observabilidade: A observabilidade de um sistema está ligada ao fato de ser possível estimar as variáveis de estado que não podem ser medidas através das entradas e saídas. Conforme OGATA [29], “o sistema é dito completamente observável se todo estado inicial $x(0)$ pode ser determinado a partir da observação de $y(t)$ durante um intervalo de tempo finito. O sistema portanto é completamente observável se toda a transição do estado afeta cada elemento do vetor de saída”. No item 4.2.3 mostrou-se como verificar a observabilidade do sistema.
- Estabilidade: A estabilidade de um sistema, neste trabalho, se concentrou no conceito de BIBO-estabilidade (*bounded input-bounded output*). Segundo este, um sistema é dito

ser estável se, para todo sinal de amplitude limitada aplicado em sua entrada, o sinal de saída é também limitado. Para tal, ao se analisar a dinâmica do sistema, é necessário verificar os autovalores da matriz A.

Os autovalores do sistema foram calculados abaixo. Como estes possuem parte real negativa (localizam-se no semiplano esquerdo conforme figura 25), o sistema é dito ser estável. O sistema também é controlável e observável porque o rank da matriz de controlabilidade e da matriz de observabilidade calculado com auxílio do *Matlab*[®] possuem posto 6 (seis), como mostrado abaixo. Logo foi possível aplicar as técnicas de controle no sistema de refrigeração.

>> Autovalores da Matriz(A):

```
-0.0353
-0.0353
-0.0515
-0.0493 + 0.0000i
-0.0493 - 0.0000i
-0.0806
```

>> rank(ctrb(A,B)) = 6

>> rank(observ(A,C)) = 6

O modelo linear MIMO obtido em uma região de operação do sistema de refrigeração foi incorporado ao programa que gerencia o sistema de controle e aquisição de dados. O objetivo foi validá-lo on-line durante a realização de novos testes e preparar o programa para a implementação de um controlador MIMO. Para configurar o Labview[®] utilizou-se o *Control Design Toolkit*, uma ferramenta do software que permite construir modelos no espaço de estados.

Na figura 61 visualiza-se a tela de entrada de dados para inserir os parâmetros do modelo multivariável, ou seja, as matrizes A, B, C e D. Para validar o modelo é necessário mensurar os estados, porém não se sabe o que os estados significam fisicamente, lembrando que estas variáveis são conseqüências das estruturas selecionadas para a identificação do sistema.

Como descrito no tópico 4.2.3, o observador de estados de ordem completa permite estimar os estados do sistema, portanto seu desenvolvimento foi o próximo passo.

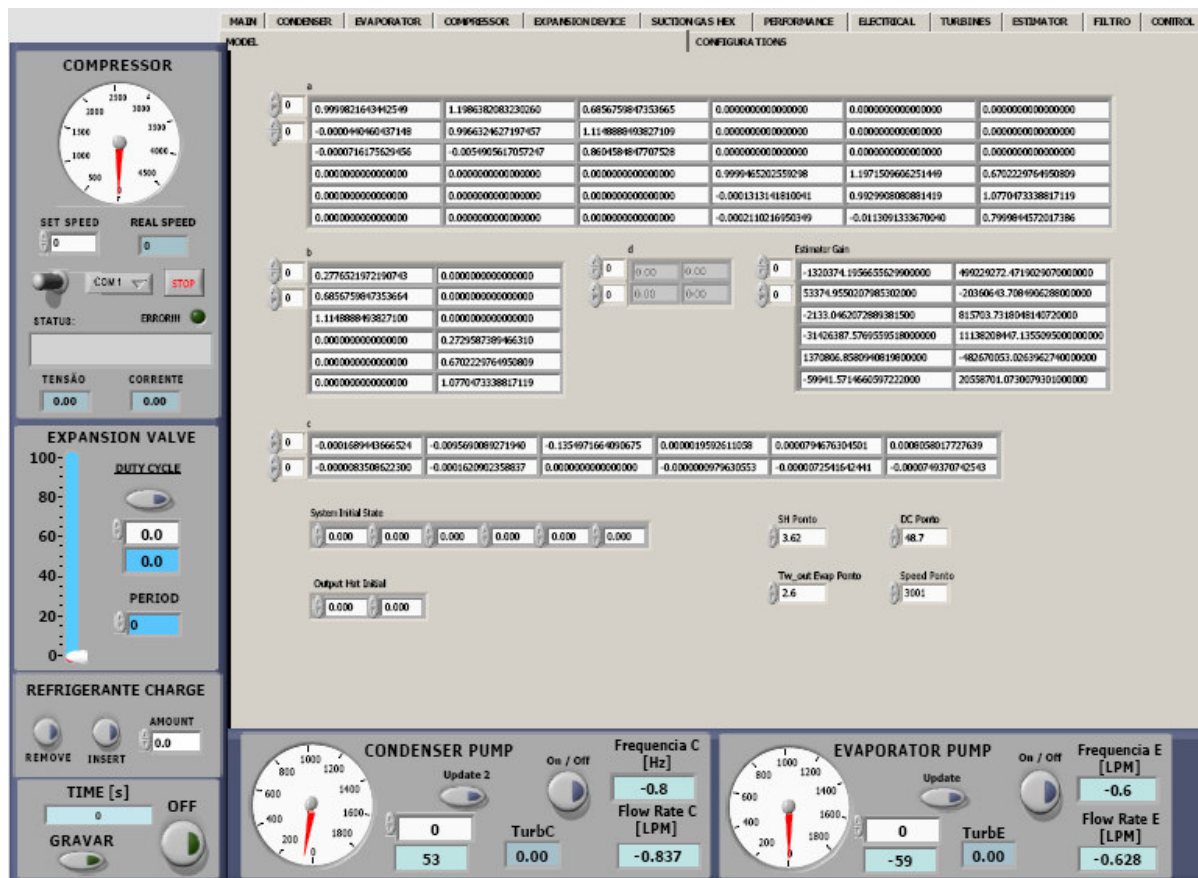


Figura 61: Interface do Programa para Configurar o Modelo MIMO

O esquema do observador de ordem completa obtido é mostrado na figura 62. O estimador foi implementado no Simulink, uma ferramenta do *Matlab*[®] para simulações. Para testá-lo foram usados os dados do sistema registrados no dia 27 e 28 de Setembro de 2006, ensaios realizados no ponto ótimo destinados à validação do modelo do sistema.

Para calcular a matriz de ganho do estimador usou-se a técnica de alocação de pólos. O requisito para o projeto da matriz de ganho K_f do observador foi que seus pólos tenham uma dinâmica 3 vezes mais rápida do que a dinâmica do sistema. A matriz de ganho K_f foi obtida utilizando a função *place* do *Matlab*[®], que calcula esta matriz com base em um algoritmo. O resultado é mostrado na seqüência.


```
>> Kf=place(A', C', 3*eig(A))
```

```
Kf =
```

```
1.0e+009 *
    0.0008    0.0607
   -0.0000   -0.0025
    0.0000    0.0001
    0.0180    1.2947
   -0.0008   -0.0568
    0.0000    0.0025
```

```
>> eig(A-Kf'*C)
```

```
-0.3223
-0.1972
-0.1973
-0.2061
-0.1412
-0.1412
```

Através da validação analisa-se a concordância entre as respostas estimadas frente ao modelo real com base em um conjunto de dados, pois é possível realizar ajustes no modelo MIMO caso o erro não seja aceitável. As variações nas entradas são mostradas na figura 63 e suas excursões estão dentro do domínio da modelagem. Manteve-se fixo uma entrada enquanto a outra sofria alterações na amplitude.

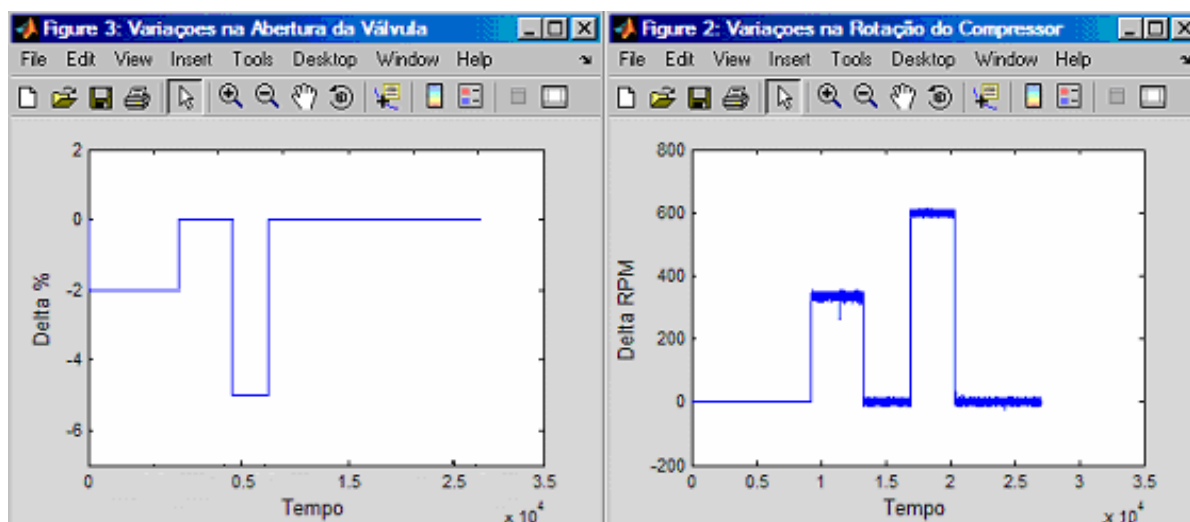


Figura 63: Variações das Entradas (Dias 27 e 28 de Setembro de 2006)

As saídas estimadas (em verde) e as saídas reais (em azul) podem ser vistas nas figuras 64 e 65. Observando a figura 64 é possível verificar que o ganho do modelo não é

constante para excursões da EEV, o que evidencia a não linearidade do sistema real. Esta afirmação é justificada porque ao se excursionar -5% a abertura da válvula nota-se que a saída estimada está acima da saída real do sistema, portanto o ganho do modelo varia de acordo com a abertura da válvula de expansão.

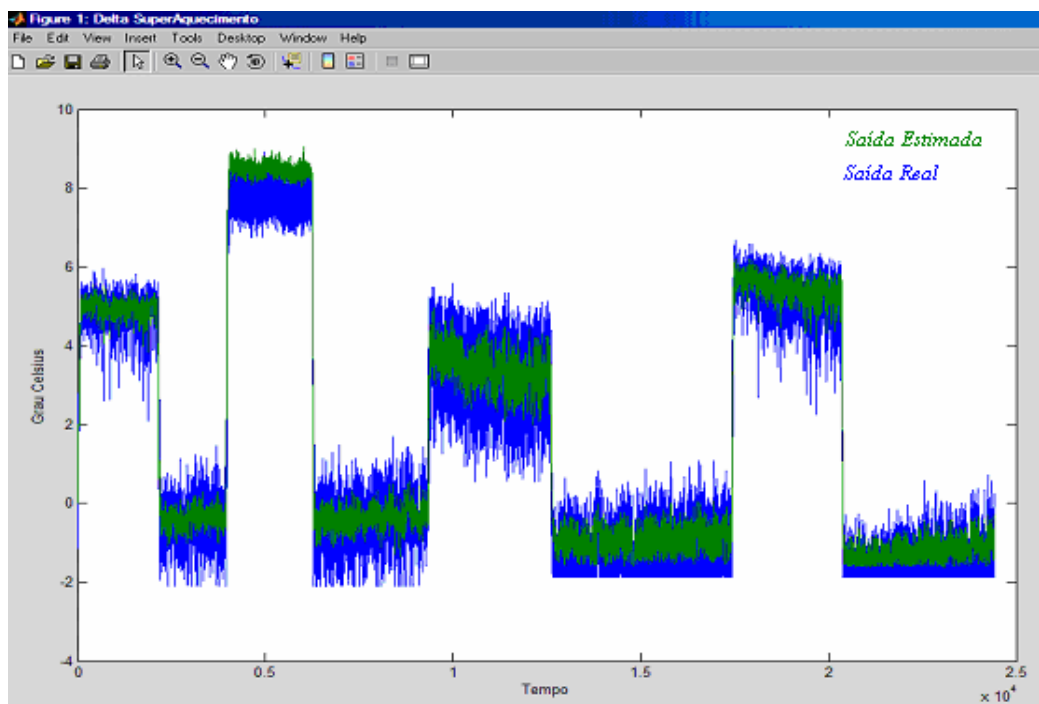


Figura 64: Validação do Grau de Superaquecimento

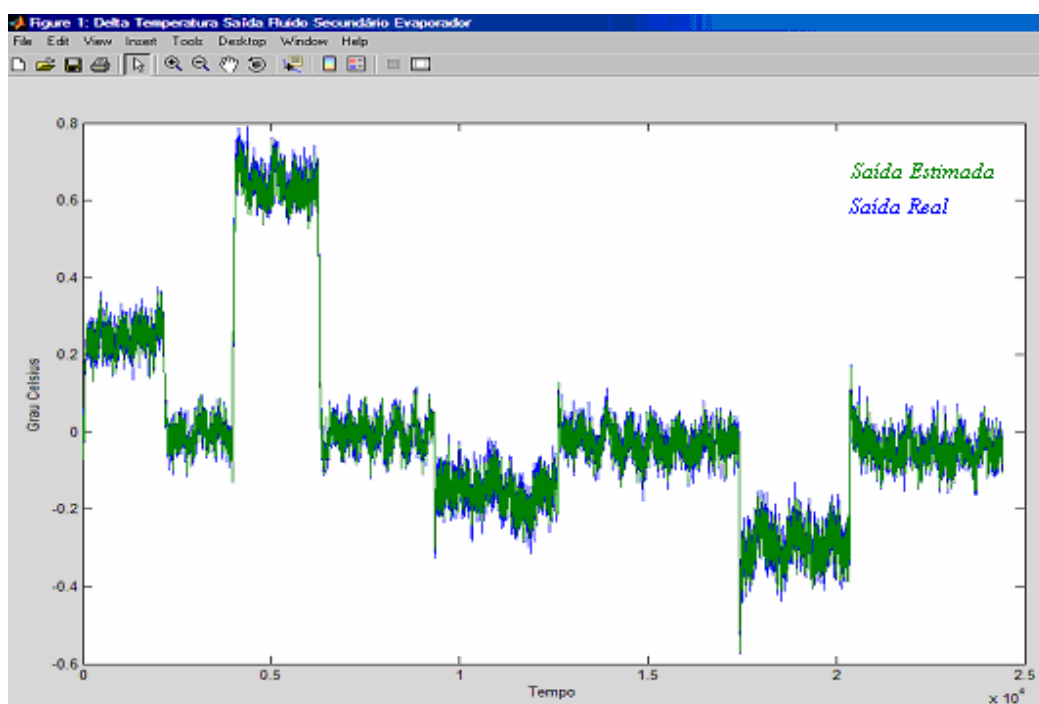


Figura 65: Validação da Temperatura de Saída do Fluido Secundário do Evaporador

Um efeito preocupante para o projeto do controlador é o ruído do grau de superaquecimento, que se torna maior quanto mais próximo do COP ótimo. Isto ocorre porque o termopar usado para sua mensuração encontra-se dentro da tubulação logo após a saída do evaporador e em contato direto com o fluido refrigerante. Logo, as eventuais bolhas do fluido em evaporação se chocam com o sensor. Para contornar este problema o sensor pode ser deslocado para um ponto mais afastado ou ser alocado na superfície externa do tubo, porém uma nova identificação precisa ser realizada.

A validação efetuada acima foi feita de forma *offline* no Simulink. Como se pretende implementar futuramente um controlador neste sistema, o observador de estados foi incorporado ao programa da bancada, como mostrado na figura 66. Do lado esquerdo é plotado o grau de superaquecimento real e o grau de superaquecimento estimado pelo observador, enquanto no lado direito visualiza-se a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador. Como o observador de estados é baseado no modelo do sistema, seu domínio de validade é a região da identificação, conforme tabela 10. Logo foi adicionado um botão “liga-desliga” para acionar o observador. Os estados estimados são atualizados a cada iteração na interface do programa de forma on-line.

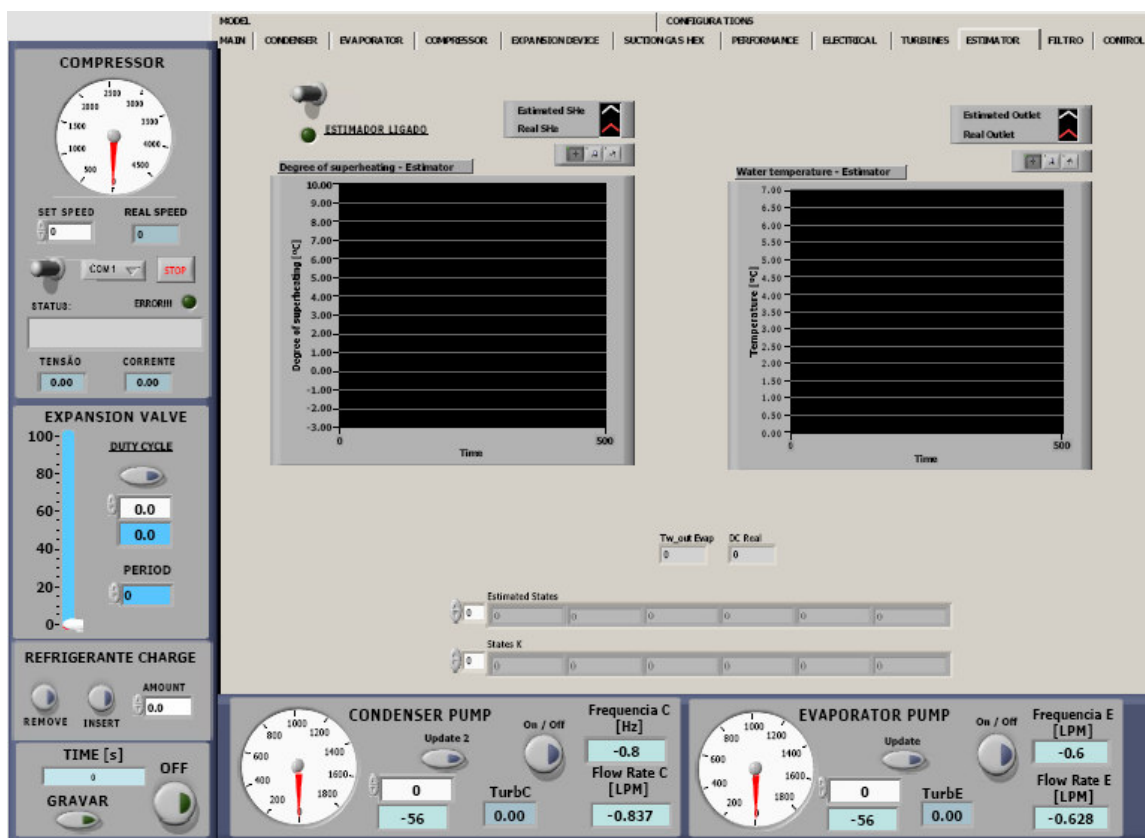


Figura 66: Interface do Observador de Estados

Para validar o observador de estados online, novos experimentos foram realizados com variações das entradas conjuntas e de forma aleatória excursionando por toda faixa de operação dentro da região de modelagem. Um resultado dentre os vários ensaios é mostrado nas figuras 67 e 68.

Fica evidente através da validação do observador de estados que o Princípio da Superposição adotado é válido, ou seja, o comportamento de uma saída é uma combinação linear das suas entradas, já que foram modificadas as duas saídas de forma aleatória e o erro entre a variável real e a variável estimada encontra-se dentro de uma faixa aceitável (menor de 1°C conforme figura 67). Isto é válido para pequenas excursões das entradas.

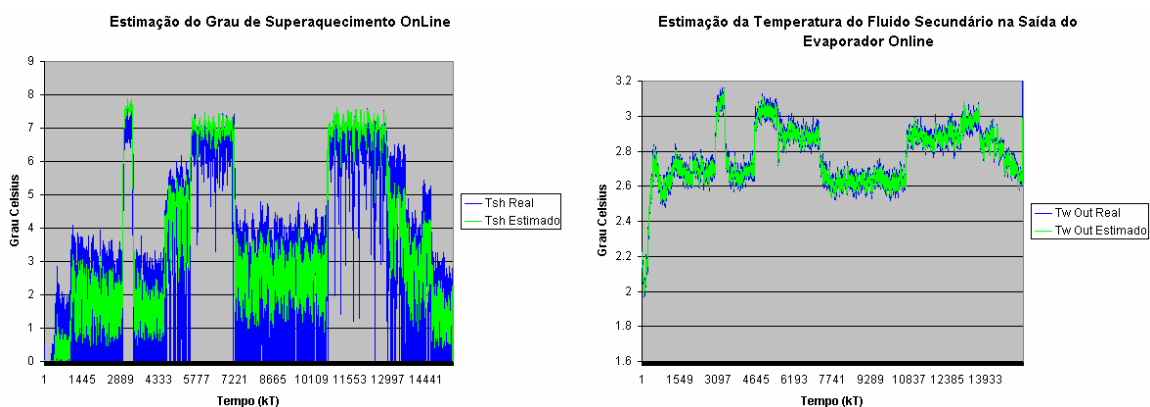


Figura 67: Estimação Online das Variáveis de Saída

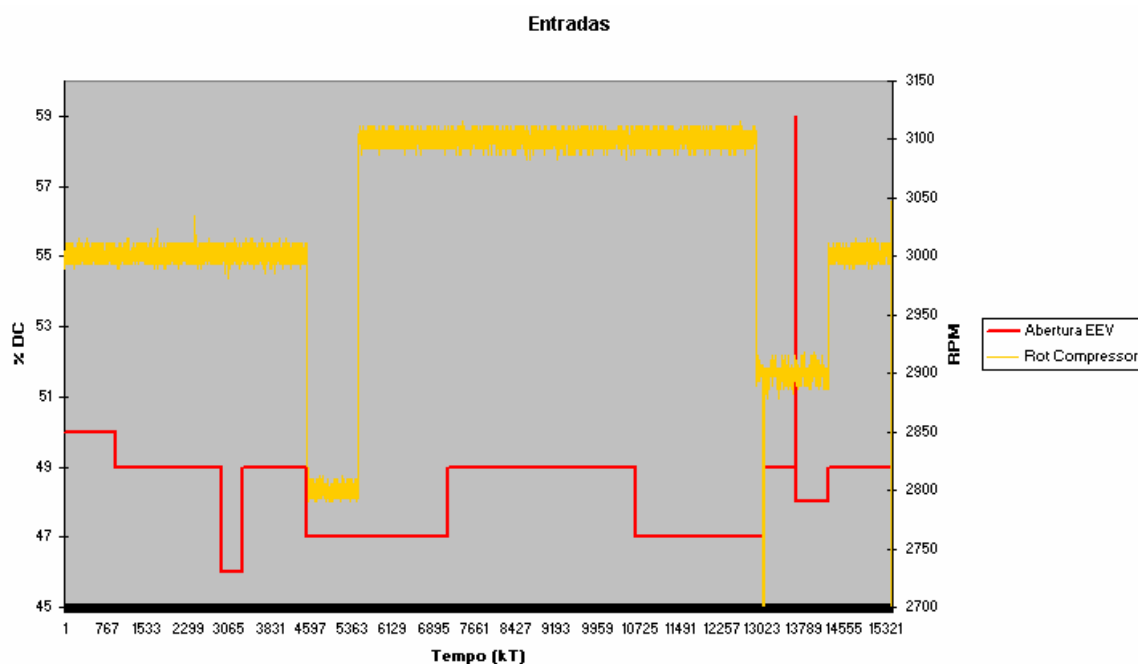


Figura 68: Variações das Entradas (18 de Dezembro de 2006)

Os resultados obtidos demonstram que a modelagem matemática na região em estudo representa muito bem o sistema de refrigeração e que o observador de estados foi devidamente projetado e implementado, possibilitando a realimentação da malha com a implementação de um controlador. No tópico a seguir é relatado o projeto de um controlador com observador de estados, bem como mostrado resultados de simulações com mudanças de referência.

6.4 *Simulação de um Controlador MIMO LQR*

O projeto de controladores para sistemas dinâmicos visa garantir certos requisitos de performance, como descrito no item 4.2. O controlador depende da saída do sistema para tomar alguma ação, por isto o nome de controle por realimentação. Neste caso as saídas são originadas de 3 (três) termopares:

- dois para a obtenção do Grau de Superaquecimento;
- um para a medição da Temperatura do Fluido Secundário na Saída do Evaporador.

A técnica de projeto de controlador aplicada foi a realimentação de estados por LQR (*Linear-Quadratic Regulator*), que se baseia na minimização da equação (19). A configuração do sistema de refrigeração em malha fechada com controle por realimentação de estados em conjunto com o estimador é mostrada na figura 69.

As características deste sistema são:

- ✓ Referência da Temperatura do Fluido Secundário na Saída do Evaporador (Temperatura do ar no Interior do Gabinete): é aquela que efetivamente o usuário possui acesso e pode defini-la conforme sua necessidade;
- ✓ Referência do Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador: seu valor foi fixado em 3,6°C de acordo com os resultados de PÖTTKER [2], que mostrou que os pontos de máximos COP's estão associados ao grau de superaquecimento nesta faixa de temperatura;
- ✓ Controlador Proporcional: responsável pelo seguimento das referências e rejeições das perturbações. Seu ajuste, baseado no cálculo da matriz de ganho K_c , é feito pela técnica LQR conforme tópico 4.2.4.

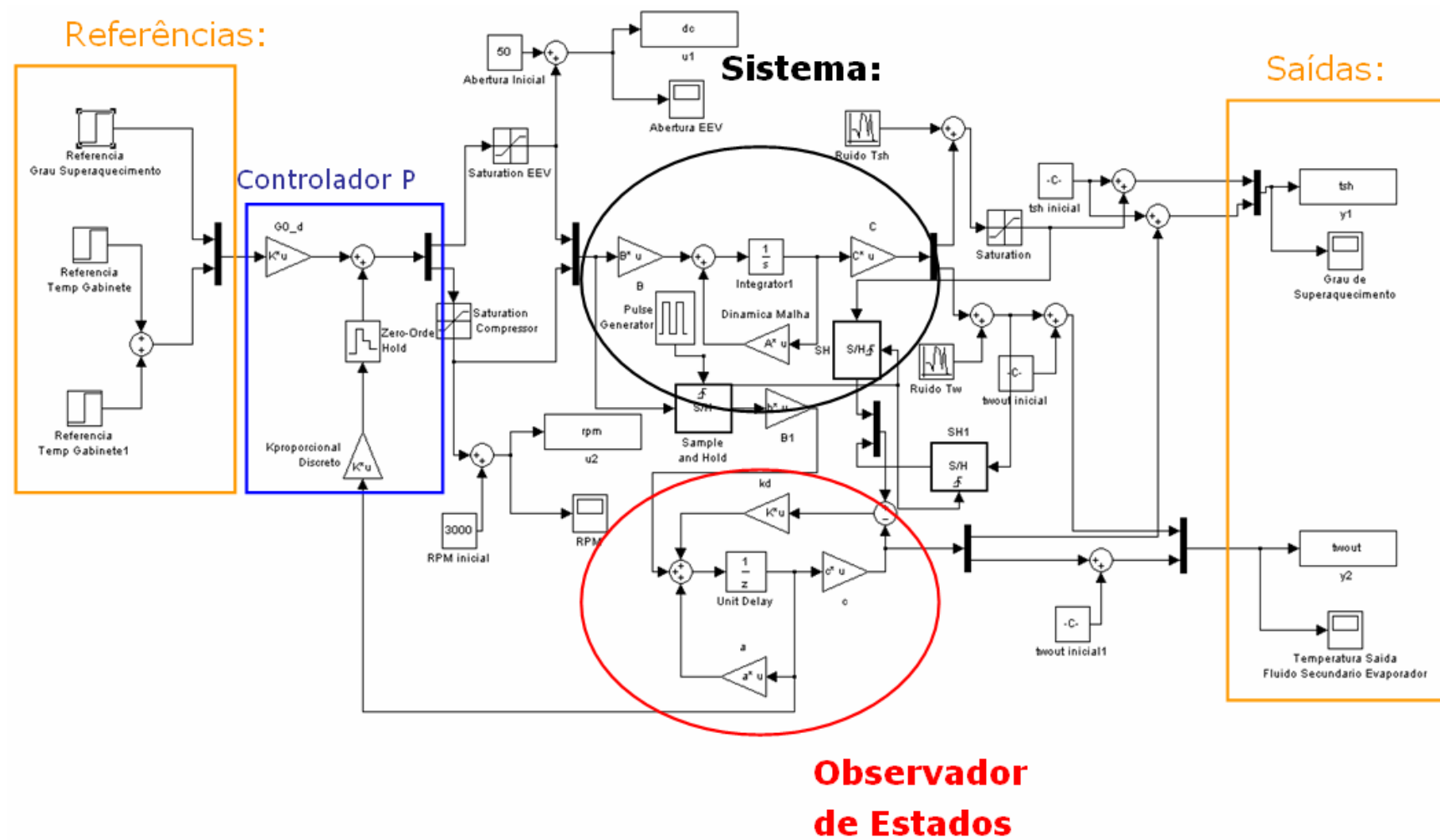


Figura 69: Configuração do Controle por Realimentação de Estados do Sistema de Refrigeração

- ✓ Pré-compensador G_o_d : visa garantir erro nulo das referências em regime permanente;
- ✓ Observador de Estados em tempo discreto: esta discretização visa simular o tempo de amostragem do sistema de controle e aquisição de dados. O tempo de amostragem do sistema real não é constante, mas neste projeto esta variação não foi considerada;
- ✓ Modelo do Sistema de Refrigeração em tempo contínuo simulando o sistema real;
- ✓ Sustentador de Ordem-Zero: responsável pela conversão do sinal discreto do controlador proporcional em sinal contínuo. Neste caso o valor da ação de controle discreta calculada no instante de tempo T é mantido constante e igual até a próxima iteração (instante $T + 1$).

De acordo com o diagrama de blocos da figura 69, tem-se:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t); & y(t) = Cx(t) \\ \dot{\hat{x}}(t) = (A - LC)\hat{x}(t) + Bu(t) + Ly(t) \\ u(t) = G_o_dR(t) + K\hat{x}(t) \end{cases} \quad (\text{Equação 44})$$

O projeto deste controlador consiste em determinar o pré-compensador G_o_d e a matriz do ganho de realimentação K . Para o cálculo da matriz K foi desenvolvido um algoritmo no *Matlab*[®]. Este algoritmo, que se encontra no Anexo 5, utiliza a função DLQR que retorna a solução da equação de Ricatti para o tempo discreto. As matrizes Q e R , responsáveis pelas ponderações na função custo (19), foram definidas empiricamente. A única restrição para satisfazer o problema é escolher ambas matrizes de ponderação positivas-definidas. O resultado do algoritmo é mostrado a seguir:

```
>> [Ko_d,S,E] = DLQR(a,b,Q,R,zeros(6,2))
```

S =

0.0044	0.0887	0.6477	0.0000	0.0000	0.0000
0.0887	2.2960	18.1507	0.0000	0.0000	0.0000
0.6477	18.1507	148.5776	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0031	0.0426	0.2126
0.0000	0.0000	0.0000	0.0426	0.7616	4.1082
0.0000	0.0000	0.0000	0.2126	4.1082	22.9250

```
Ko_d =
1.0e-004 *
    0.0019    0.0543    0.4457    0.0000    0.0000    0.0000
    0.0000    0.0000    0.0000    0.0006    0.0123    0.0688
```

O cálculo do pré-compensador G_o_d baseia-se na aplicação do Teorema do Valor Final. Como descrito no tópico 4.2.4, para uma referência do tipo degrau é necessário satisfazer a condição $G(0)G_o_d = I$, onde $G(0)$ é o ganho do sistema no regime permanente. Logo a matriz de pré-compensação estática G_o_d é dada por $G_o_d = G(0)^{-1}$. Através do algoritmo tem-se que:

```
>> G0_d =
    1.0e+003 *
   -0.0002   -0.0038
    0.0497   -1.0058
```

Após o cálculo das matrizes de ganhos do controlador LQR e do pré-compensador, fez-se simulações no Simulink para validar todo o desenvolvimento acima e garantir o seguinte índice de performance:

- ✓ Erro nulo em regime permanente;
- ✓ Tempo de estabilização menor do que 5 min.

Na simulação o ponto de partida do sistema é o COP ótimo para condição de operação mostrada na tabela 18. Portanto o valor do grau de superaquecimento em regime é 3,6°C enquanto a temperatura interna (temperatura do fluido secundário na saída do evaporador) é 2,6°C. Foi incorporado nas simulações os ruídos observados nos ensaios experimentais derivados dos transdutores de temperatura.

Tabela 18 – Ponto de Partida das Simulações

TB_c (°C)	TB_e (°C)	Rot_e (RPM)	Rot_c (RPM)	DC (%)	$\omega_{Compressor}$ (RPM)	CR (g)
35	10	500	400	48.7	3001	560

Simulou-se mudanças na referência da temperatura do fluido secundário na saída do evaporador, o que equivale ao desejo do usuário em elevar ou abaixar a temperatura do

ar no interior do refrigerador. Na figura 70 é mostrado o comportamento das saídas após uma mudança brusca na referência em forma de degrau de $2,6^{\circ}\text{C}$ para $3,1^{\circ}\text{C}$ e, após estabilização, para $1,6^{\circ}\text{C}$. Estas variações estão dentro da região de validade do modelo, portanto são valores absolutamente viáveis na prática. O grau de superaquecimento possui referência fixa em $3,6^{\circ}\text{C}$, onde se determina o COP ótimo. As ações de controle foram registradas na figura 71.

Na figura 70 observa-se que inicialmente o sistema estava estabilizado em um ponto de máximo COP, pois o grau de superaquecimento encontra-se em $3,6^{\circ}\text{C}$. Decorridos 200 segundos houve uma mudança na referência no sentido de elevar a temperatura interna, logo o compressor reduziu sua rotação e a válvula de expansão acompanhou esta variação diminuindo o ciclo ativo. O grau de superaquecimento na saída do evaporador logo sente o impacto da redução da rotação do compressor, porém a ação da válvula o retoma para seu valor de referência, garantindo que o sistema opere em seu ponto de máxima performance. Transcorridos 5 minutos após a mudança de referência o sistema se encontra estabilizado no novo ponto de operação.

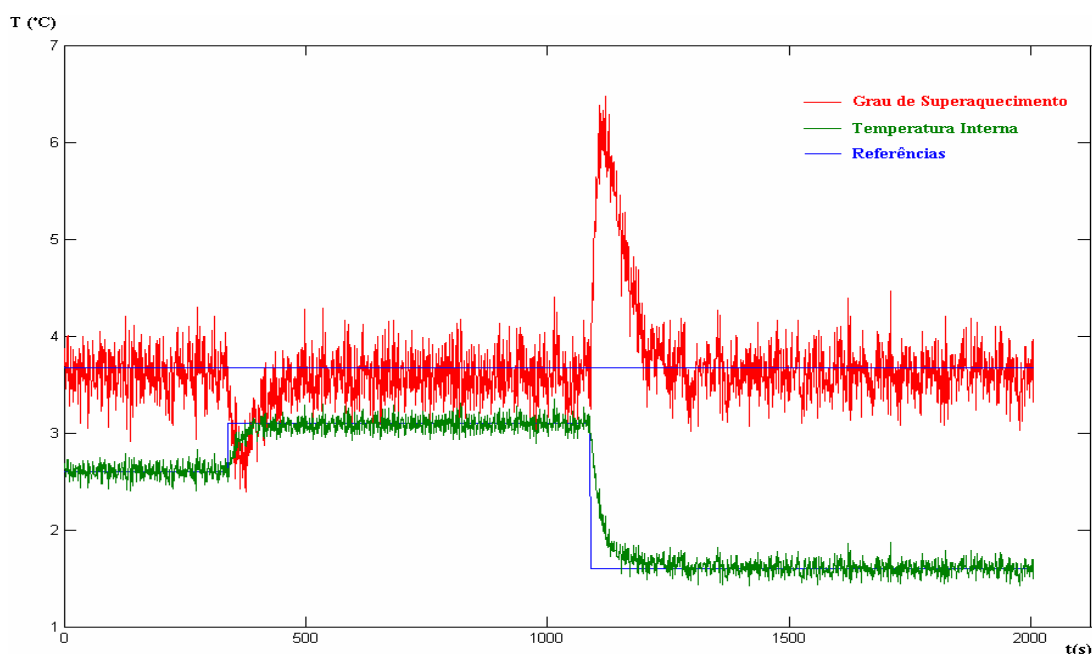


Figura 70: Comportamento das Saídas para Seguimento de Referência

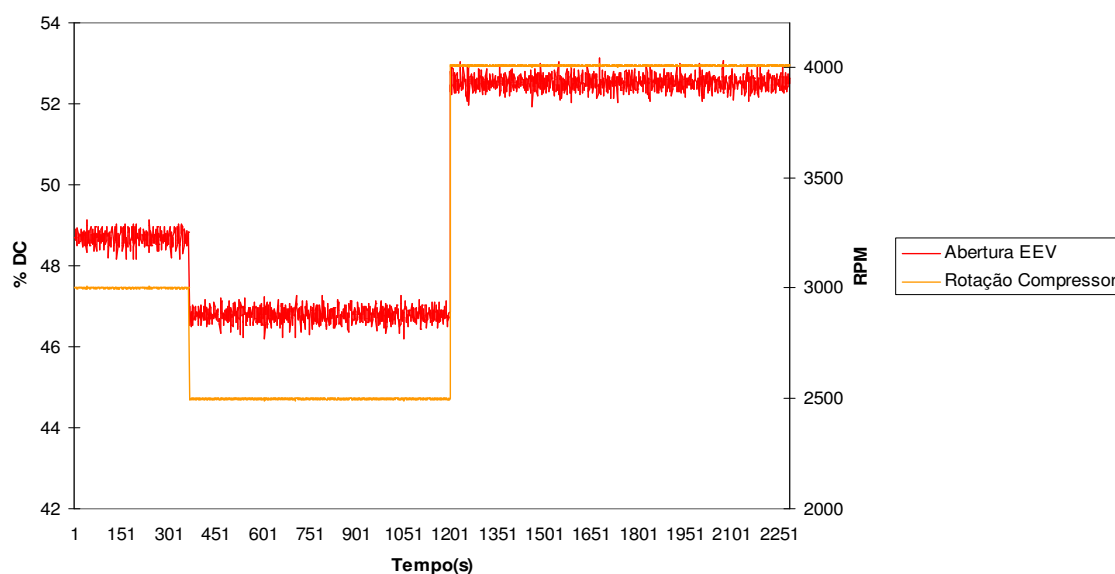


Figura 71: Ação de Controle para Seguimento de Referência

Também foi modificada a referência no sentido de diminuir a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador. Como era de se esperar, o compressor elevou sua rotação e a válvula de expansão aumentou o ciclo ativo, levando o sistema para o novo ponto de operação. Como esta variação foi mais brusca, o grau de superaquecimento teve um sobressalto maior, porém foi controlado conforme os requisitos definidos para o controlador.

Em nenhum momento operou-se com um grau de superaquecimento nulo. Este é um pré-requisito do controlador MIMO LQR porque além do ponto ótimo o sistema apresenta um comportamento diferente e a modelagem não é mais válida. Neste caso o controlador pode se perder e instabilizar o sistema. Portanto o sistema não pode ultrapassar este limite, um cuidado a ser considerado na implementação do controlador.

O problema de rejeição da perturbação não foi abordado nas simulações. Para tal, uma possibilidade é modelar o comportamento das saídas na ocorrência destas, já que a bancada de ensaios permite este estudo. Portanto o controlador não necessariamente está apto a rejeitar perturbação. Como é possível modelar as perturbações, aconselha-se realizar ensaios e incorporar o modelo das perturbações juntamente com o modelo do sistema, possibilitando, desde o início, projetar do controlador considerando estas entradas não-controláveis.

Capítulo 7

Conclusões e Trabalhos Futuros

7.1 *Prelúdio*

A modelagem matemática de sistemas de refrigeração tem contribuído fortemente para o desenvolvimento de produtos com maior performance. Dado o cenário atual, onde se visa um desenvolvimento sustentável baseado nos pilares do desenvolvimento econômico, desenvolvimento social e proteção ambiental, todos interdependentes, a aplicação de controle mais inteligentes em sistemas de refrigeração buscando um uso mais racional da energia elétrica é um ramo bastante atrativo, o que justifica todo o investimento nesta área.

Através do trabalho de PÖTTKER [2] verificou que há ganho de até 22% na eficiência do sistema com a implementação de compressores com rotação variável e válvulas de expansão eletrônica, além de se obter uma maior capacidade de refrigeração com esta configuração. Estes resultados justificam a necessidade de desenvolver controladores para sistemas de refrigeração.

O intuito deste trabalho foi sistematizar a modelagem linear do sistema de refrigeração visando o desenvolvimento de controladores multivariáveis capazes de maximizar o coeficiente de performance através da otimização da capacidade do evaporador. Para tal atuou-se na rotação do compressor e na abertura da válvula de expansão mantendo fixa a carga do refrigerante.

Os modelos matemáticos lineares apresentados neste trabalho se aplicam a um sistema de refrigeração específico, porém o procedimento de modelagem é geral e pode ser usado em qualquer sistema, desde que as restrições do mesmo sejam respeitadas. Este foi o

primeiro trabalho na área de identificação de sistemas realizado no POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, portanto inicialmente partiu-se para uma abordagem linear por se dispor de uma grande quantidade de ferramentas para análise e desenvolvimento do tema.

7.2 Conclusões

Uma sistemática para identificação de sistemas de refrigeração foi apresentada e aplicada em um sistema real numa região de operação determinada pelas temperaturas e vazões de entrada dos fluidos secundários no evaporador e no condensador. Foi mostrado que um modelo linear é capaz de representar o sistema dentro de toda a faixa de operação das entradas para uma região específica, apesar das não-linearidades inerentes do refrigerador, desde que os parâmetros dos modelos sejam selecionados pelo pior caso.

Foi aplicada a Teoria de Sistema Lineares porque os modelos lineares representam adequadamente um sistema não-linear para pequenas perturbações ao redor de um ponto de operação e também porque se trata de um primeiro trabalho nesta área baseado em referências bibliográficas que mostraram ótimos resultados a partir desta abordagem, como descrito no capítulo 3.

Toda identificação foi realizada até o ponto de COP ótimo, portanto evitou-se ultrapassar este ponto pela grande perda na eficiência presente nesta região associada a uma queda na capacidade de refrigeração devido ao aumento da pressão de evaporação e pelo aumento da potência consumida pelo compressor. Em ensaios experimentais observou-se comportamentos diferentes das saídas além do ponto ótimo, sendo necessário uma nova modelagem linear e uma comutação entre os dois modelos quando o grau de superaquecimento chegar próximo a 0°C .

A estratégia de controle foi baseada em pesquisas realizadas no POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica. Estes trabalhos contribuíram para uma análise dos fenômenos inerentes ao sistema de refrigeração e para uma seleção dos aspectos relevantes para alcance dos objetivos propostos.

A modelagem foi realizada em regiões onde o sistema opera de forma contínua, ou seja, onde é possível casar a carga térmica a que o sistema é submetido com a capacidade

de refrigeração determinada pelo compressor, abertura da válvula de expansão e carga de refrigerante. No modo *Pull Down* e no modo ciclagem outras formas de controle precisam ser estudadas.

A simplificação do modelo MIMO ao se desconsiderar os atrasos quando sua relação com a constante de tempo é muito pequena pouco interferiram no resultado do observador, que acompanhou adequadamente o comportamento do sistema real nos experimentos elaborados.

Um observador de estados foi desenvolvido e implementado no programa de controle da bancada experimental, portanto atualmente é possível estimar de forma on-line o comportamento das saídas da bancada experimental dentro da região da identificação do sistema. Através deste observador validou-se o modelo MIMO linear do sistema, verificando que sua validade cobre a faixa de operação das entradas.

Nas simulações evitou-se excitar o sistema além do ponto de COP ótimo, pois os modelos não são válidos nesta região. Porém, na prática, dependendo das perturbações e da mudança da referência na temperatura interna, esta situação pode ocorrer. Logo, no projeto do controlador linear e na sua implementação no sistema real é preciso considerar esta hipótese porque é possível instabilizar o sistema ou danificar os componentes que constituem o refrigerador.

Os ruídos dos sinais de saída, principalmente do grau de superaquecimento na saída do evaporador, precisam ser considerados no ajuste do controlador, pois suas magnitudes são elevadas e podem dificultar o projeto. Uma alternativa para o grau de superaquecimento é usar o termopar na superfície do tubo ou mais afastado da saída do evaporador, desta forma as bolhas de líquido não interferem no transdutor.

De um modo geral o objetivo do trabalho foi alcançado. Iniciou-se a implementação do controlador LQR no programa da bancada juntamente com um filtro digital de segunda ordem para reduzir o ruído do transdutor do grau de superaquecimento, porém é necessário realizar novos experimentos para concluir seu desenvolvimento.

7.3 Trabalhos Futuros

A primeira sugestão para trabalhos futuros é a implementação definitiva do controlador LQR no programa da bancada e a análise dos resultados e ganhos frente ao sistema tradicional (compressor com rotação fixa e tubo capilar). Estes resultados podem alavancar e acelerar os investimentos nesta área trazendo benefícios para as empresas do ramo de refrigeração e para a sociedade. Os cuidados durante a incorporação do controlador no programa foram mencionados no decorrer do trabalho. Na figura abaixo é mostrada uma possível interface para o controlador.

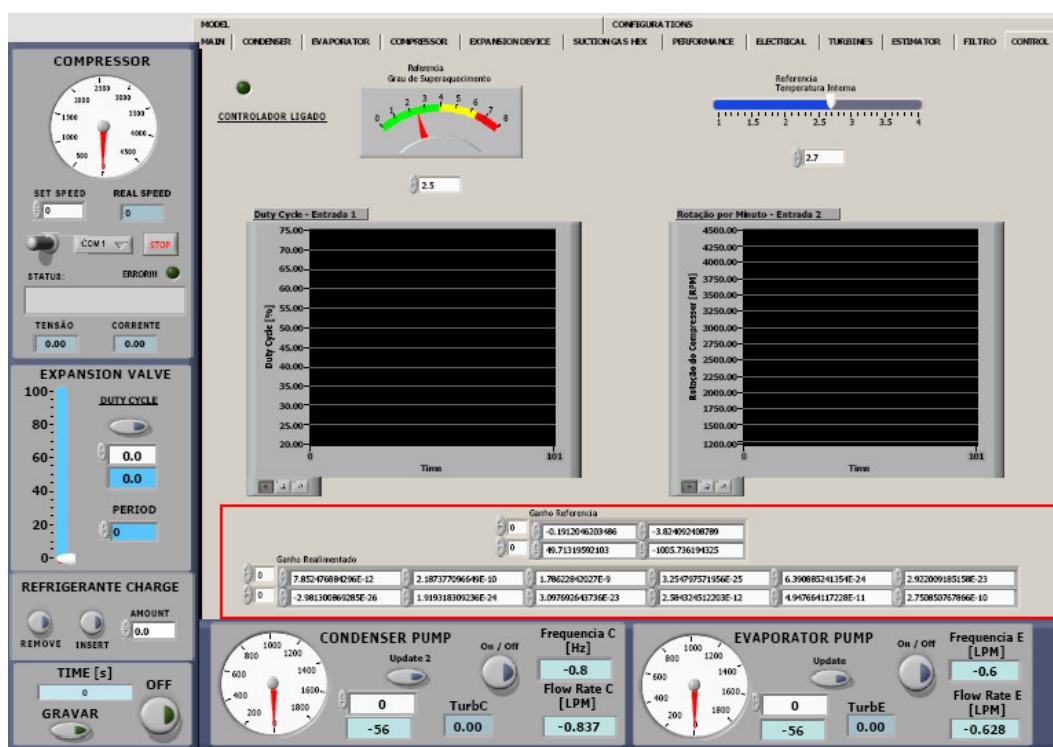


Figura 72: Interface do Controlador LQR

Os dois indicadores na figura 72 são as referências para as saídas, frisando que a referência para o grau de superaquecimento é fixo. Em vermelho foram destacadas as matrizes do pré-compensador e do controlador LQR que podem ser ajustadas no decorrer do experimento.

Também se recomenda estudar o problema de rejeição de perturbação através do estudo e análise das perturbações nas respostas das saídas. Com esta bancada de ensaio é perfeitamente possível realizar tal, pois há domínio sobre todas as variáveis independentes,

como descrito no capítulo 5. Outra possibilidade é usar estruturas diferentes para o controlador MIMO LQR, como por exemplo a substituição do pré-compensador estático por um integrador com ajuste de ganho.

A identificação e modelagem do sistema de refrigeração foram efetivas para a região de operação estabelecida. Naturalmente recomenda-se sua expansão para demais regiões, ou seja, para uma maior abrangência é necessário repetir o procedimento de identificação em outras temperaturas dos fluidos secundários no evaporador e condensador. O resultado desta ação é um modelo MIMO parametrizado por uma lei que depende das variáveis que determinam a região de operação. Como consequência é possível implementar um controlador LQR do tipo *gain scheduling*, cujos parâmetros também variam de acordo com uma lei.

Uma recomendação é o desenvolvimento e implementação de outras técnicas de controle no modelo MIMO linear obtido. Dentre elas cita-se o controle preditivo linear com barreira que, através de um projeto adequado, evitará o funcionamento do sistema numa região de grau de superaquecimento nulo ou próximo de um valor muito baixo. Também há os métodos LMI (*Linear Matrix Inequality*) baseados na otimização convexa de desigualdades matriciais que podem ser aplicados na identificação do sistema, desenvolvimento e projeto do controlador e do observador de estados.

O foco deste trabalho foi o uso das ferramentas da Teoria de Controle Clássico, portanto há campo para realizar pesquisas com uma abordagem não-linear. A aplicação da teoria de sistemas não-lineares permite identificar sistemas e projetar controladores MIMO não-lineares, o que abre o leque a novas possibilidades. Ao final é possível comparar as vantagens e desvantagens de ambas as abordagens através do estabelecimento de uma relação custo e benefício após a análise dos resultados. Esta relação se baseia no atendimento dos requisitos de performance desejados para o controlador e a ação de controle usada pelo mesmo, além de todo o custo do seu desenvolvimento.

O estado da arte da pesquisa em controle de sistemas de refrigeração é primeiramente aplicar todo este estudo em um sistema real com resultados iguais ou melhores daqueles observados nas referências bibliográficas. Como consequência o lançamento de produtos comerciais com controladores inteligentes se tornará uma realidade nos lares, nas indústrias e no comércio em geral. Para alcançar este patamar é preciso investir no desenvolvimento de um controlador com uma lógica embutida através do envolvimento de uma equipe multidisciplinar.

Anexo 1 – Fundamentos de Termodinâmica

1. Conceitos

Termodinâmica é o ramo da física que estuda os efeitos relacionados com mudanças de temperatura, pressão e volume em sistemas físicos. Conforme ÇENGEL e BOLES [33], “o nome *termodinâmica* é formado pelas palavras gregas *therme* (calor) e *dynamics* (potência), que descreve os esforços antigos de converter calor em potência”. Como calor significa energia em movimento, em essência a termodinâmica analisa as leis que governam os processos de transferência de energia e sua relação com as propriedades da matéria.

É muito difícil definir energia, uma vez que esta palavra aparece em diversos contextos. De forma geral, a energia é entendida como o potencial de causar mudanças ou, em termos físicos, a habilidade de realizar trabalho. Esta se apresenta na natureza de várias formas, como, por exemplo, as energias cinética e eletromagnética, e suas somas constituem a energia total de um sistema.

Um sistema é uma região do universo em estudo e toda região externa é chamada de vizinhança, ambos separados por uma linha real ou imaginária denominada fronteira, como é mostrado na figura 73. A fronteira pode ser fixa ou móvel, enquanto o sistema pode ser fechado (apenas energia atravessa a fronteira) ou aberto, que permite a troca de energia e massa com a vizinhança. O foco do presente trabalho é em sistema aberto, pois o sistema de refrigeração é classificado como tal.

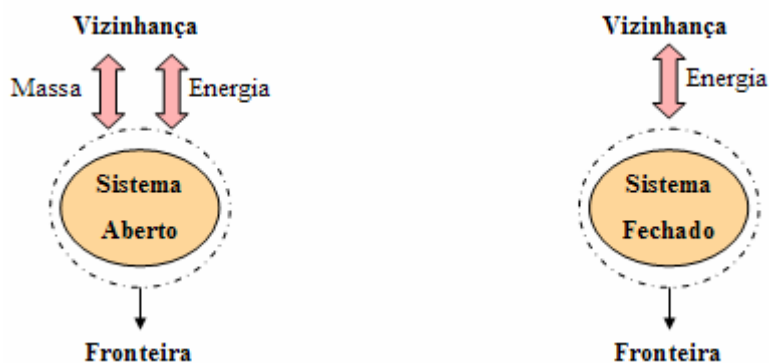


Figura 73: Sistema, Fronteira e Vizinhança

No cerne da termodinâmica reside o conceito de estado. Segundo Conforme ÇENGEL e BOLES [33], “o estado de um sistema é caracterizado por um instante em que este não sofre nenhuma mudança e todas suas propriedades possuem valores fixos que podem ser medidos ou calculados”. Sempre que ocorre alguma variação em uma ou mais propriedades do sistema, como na temperatura e/ou pressão, o sistema altera seu estado. O caminho entre dois estados de equilíbrio é chamado **processo**, conforme mostrado na figura 74.

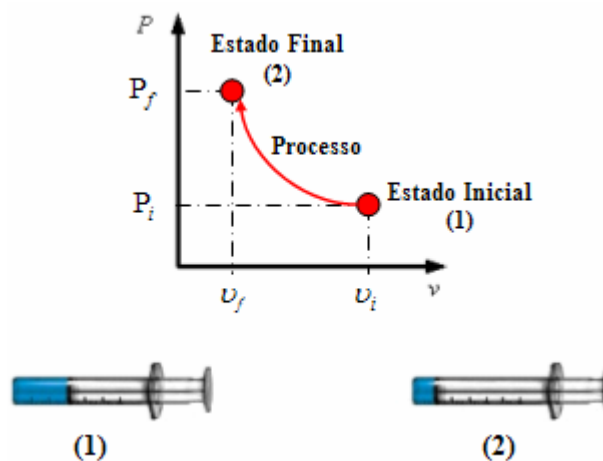


Figura 74: Processo de Compressão de um Sistema Fechado

Conforme VAN WYLEN e SONNTAG *et al.* [34], “quando um sistema, em um dado estado inicial, passa por certo número de mudanças de estado ou processos e finalmente retorna ao seu estado inicial, diz-se que o sistema executa um **ciclo**. Desta forma, no final de um ciclo, todas as propriedades tem o mesmo valor inicial”. Um ciclo essencial que ocorre na natureza é o chamado ciclo da água ou ciclo hidrológico. Neste, a água dos rios, mares, oceano e massas terrestres evaporam devido à ação da energia solar.

Uma vez na atmosfera, as nuvens são formadas a partir dos vapores através de um processo de condensação e, após a precipitação, a água retorna para a terra completando o ciclo.

No ciclo apresentado, a água ou substância se apresenta em diferentes fases. Uma fase é um conjunto de estados caracterizados por uma quantidade de matéria homogênea com uma estrutura molecular distinta e fronteiras bem definidas. Há vários tipos de fases, porém para o ciclo de refrigeração as duas mais importantes são as fases líquida e gasosa. Salienta-se que é possível encontrar uma substância numa mesma fase em numerosos valores de temperaturas e pressões, como pode ser visto no diagrama de fases da água⁴ mostrado na figura 75.

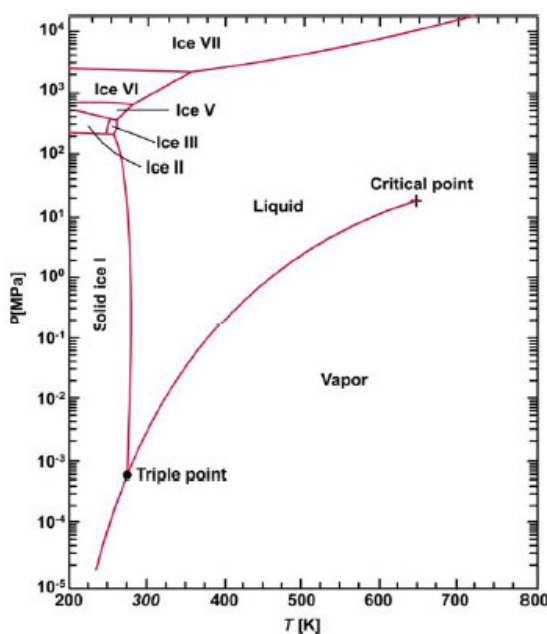


Figura 75: Diagrama de Fases da Água

Fonte: MELO [35]

As linhas que separam uma fase da outra são chamadas de limites de fase. Quando uma substância transita de uma forma à outra, diz-se que ocorreu uma mudança de fase. No dia-a-dia há diversas situações onde se evidencia as mudanças de fases de uma substância, como, por exemplo, o cozimento do feijão em uma panela de pressão. Este caso prático demonstra a coexistência de líquido e vapor em equilíbrio.

Observa-se no diagrama acima que o limite de fase entre líquido e gás não se estende indefinidamente. Esta linha termina num ponto denominado ponto crítico, onde a

⁴ A água foi escolhida por ser uma substância familiar a todos

temperatura e pressão são extremamente elevadas. Acima deste ponto a substância entra numa região chamada supercrítica em que não é mais possível distinguir as fases em questão. Há também um ponto nomeado como ponto triplo, onde as fases sólida, líquida e gasosa existem simultaneamente em equilíbrio.

Analisando a figura 75, nota-se que a temperatura na qual uma substância muda de fase é dependente da pressão, e vice-versa. Em uma dada temperatura, a pressão na qual a substância começa a evaporar ou condensar é chamada pressão de saturação (P_{sat}). De forma análoga, em uma dada pressão, a temperatura na qual a substância sofre os mesmos processos é denominada temperatura de saturação (T_{sat}).

O diagrama $T-v$ permite visualizar os processos de mudança de fase e as variações das propriedades de uma substância a pressão constante. O diagrama $P-v$ é muito semelhante ao anterior, mas neste as linhas em pontilhado são temperaturas constantes, conforme mostrado na figura 76.

Nota-se nos diagramas a seguir que há regiões distintas delimitadas pelas linhas de líquido e vapor saturado. As linhas citadas recebem esta denominação porque a substância encontra-se na iminência de evaporar ou condensar, respectivamente. Abaixo uma descrição das regiões é feita:

- Líquido Sub-resfriado ou Líquido Comprimido: no diagrama $T-v$ a temperatura da substância é menor do que a temperatura de saturação para uma dada pressão, portanto a adição de calor não causa a evaporação. No caso do diagrama $P-v$ a pressão da substância é maior do que a pressão de saturação para uma dada temperatura, portanto uma queda na pressão não provoca mudança de fase.

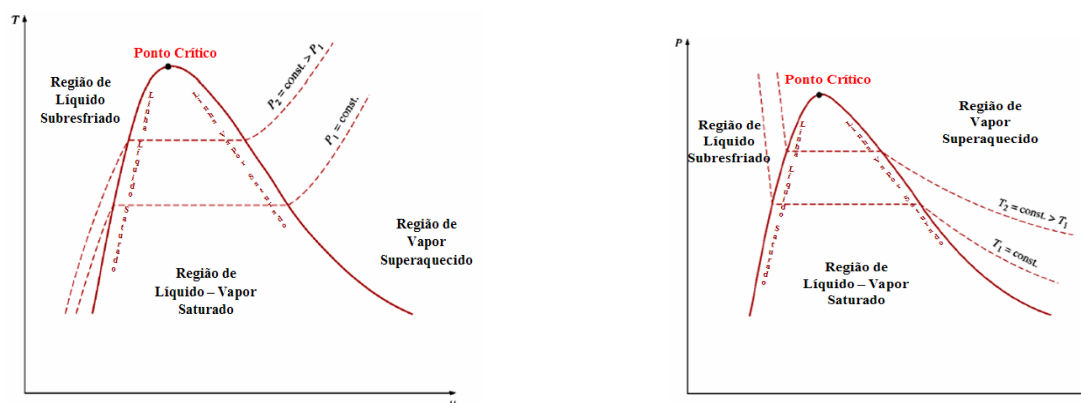


Figura 76: Diagramas $T-v$ e $P-v$

Adaptado de MELO [35]

- Líquido – Vapor Saturado: região que caracteriza a mudança de fase da substância, logo uma parte da substância é líquida e o restante vapor. Nestes estados, todo calor fornecido ou retirado é utilizado para o processo de mudança de fase.
- Vapor Superaquecido: no diagrama $T - v$ a temperatura da substância é maior do que a temperatura de saturação para uma dada pressão, portanto a retirada de calor não causa a condensação. No caso do diagrama $P - v$ a pressão da substância é menor do que a pressão de saturação para uma dada temperatura, portanto um aumento na pressão não provoca mudança de fase.

A termodinâmica determina as relações entre as diversas propriedades de uma substância; porém, como descrito em [18], *“estas relações são um tanto complexas para ser expressas por simples equações. Logo as propriedades são freqüentemente apresentadas na forma de tabelas”*. No Anexo 2 pode ser visto uma tabela simplificada para o fluido refrigerante R-134a, substância utilizada no sistema de refrigeração em estudo. Esta foi obtida de ROGERS e MAYHEW [36], contudo também é possível encontrá-la em outras referências.

Até o presente momento foram abordados os conceitos básicos da termodinâmica para explorar de maneira mais intensa os processos de transferência de energia. Dentre as quatro leis presentes nesta ciência, a Primeira Lei da Termodinâmica, ou Lei da Conservação de Energia, é o âmago do trabalho já que determina o aspecto quantitativo dos processos de conversão da energia.

2. Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica, também chamada de Lei da Conservação da Energia, fundamenta que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas ser modificada de uma forma para outra. Portanto, ao final de um processo, a soma da energia do sistema e da vizinhança é igual à energia inicial. Matematicamente a Primeira Lei da Termodinâmica é expressa como:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{dE_{system}}{dt} \quad (45)$$

onde: $\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$ = taxa de transferência de calor e trabalho;

$$\frac{dE_{system}}{dt} = \text{taxa de variação da energia do sistema.}$$

A energia do sistema é a soma de toda forma de energia encontrada no mesmo, como descrito no item 1 deste Anexo. No caso de sistemas de refrigeração aplicam-se as energias cinética, potencial e interna, conforme equação abaixo:

$$\frac{d\dot{E}_{system}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{system} \rho e dV \quad (46)$$

$$\text{onde: } e = u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + gz; \quad (47)$$

u = energia interna;

$$ke = \frac{V^2}{2} = \text{energia cinética;}$$

$$pe = gz = \text{energia potencial.}$$

A taxa de transferência de calor e trabalho é dada pela diferença entre as energias que entram e saem do sistema. Por convenção o calor perdido e o trabalho realizado são negativos, portanto:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (48)$$

$$\text{onde: } \dot{Q} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = \text{taxa de transferência de calor;} \quad (49)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{out} - \dot{W}_{in} = \text{taxa de transferência de trabalho.} \quad (50)$$

O processo de transferência de calor é guiado por uma diferença de temperatura enquanto a transferência de trabalho está associada a uma força atuando através de uma distância. As formas de trabalho mais expressivas no sistema de refrigeração são:

$$\dot{W} = \dot{W}_{pressão} + \dot{W}_{eixo} \quad (51)$$

onde: $\dot{W}_{press\tilde{o}}$ = taxa de transferência de trabalho provocada por forças de pressão na superfície de controle;

\dot{W}_{eixo} = taxa de transferência de trabalho provocada por um eixo rotacional.

Logo a equação (45) torna-se:

$$\frac{d}{dt} \int_{system} \rho e dV = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{press\tilde{o};out} - \dot{W}_{press\tilde{o};in} + \dot{W}_{eixo;out} - \dot{W}_{eixo;in} \quad (52)$$

Aplicando o Teorema de Transporte de Reynolds para um sistema aberto na equação (52), obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \int_{Interna} \rho e dV + \frac{d}{dt} \int_{Superfície} \rho e (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) A = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{press\tilde{o};out} - \dot{W}_{press\tilde{o};in} + \dot{W}_{eixo;out} - \dot{W}_{eixo;in} \quad (53)$$

O trabalho provocado por força de pressão na superfície é calculado a partir de um dispositivo pistão-cilindro. Considerando que trabalho é uma força pela distância e que a pressão é constante ao longo da superfície de controle, tem-se:

$$\dot{W}_{press\tilde{o}} = \int_A P (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = \int_A \frac{P}{\rho} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (54)$$

onde $(\vec{V} \cdot \vec{n})$ = componente da velocidade normal através da área diferencial dA .

O termo P/ρ é chamado de trabalho de fluxo (“*flow work*”), o trabalho necessário para manter um fluxo contínuo na fronteira do sistema, ou seja, o trabalho usado para que o fluxo cruze a fronteira. Associando as equações (52) e (54):

$$\frac{d}{dt} \int_{Interna} \rho e dV + \frac{d}{dt} \int_{Superfície} \left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{eixo;out} - \dot{W}_{eixo;in} \quad (55)$$

A combinação $P/\rho + u$ é denominada de entalpia (h), uma energia necessária para empurrar um campo de pressão. Ainda é possível simplificar a equação acima aplicando a Lei da Conservação da Massa, que é descrita por:

$$\Delta \dot{m}_{system} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (56)$$

onde: $\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$ = taxa de transferência de massa;

$\Delta \dot{m}_{system}$ = taxa de variação da massa do sistema.

A massa, assim como a energia, é uma propriedade que se conserva. Embora nem sempre se verifica a Lei da Conservação da Massa, pois hoje se sabe através da Teoria da Relatividade que a massa pode ser convertida em energia, e vice-versa, ela pode ser usada neste estudo pelo fato desta conversão ser irrisória em sistemas de refrigeração. Como $\dot{m} = \int_A \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA$, obtém-se a expressão geral da Primeira Lei da Termodinâmica para sistemas abertos:

$$\frac{d}{dt} \int_{Interna} \rho e dV + \sum_{out} \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{in} \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{eixo;out} - \dot{W}_{eixo;in} \quad (57)$$

Através da equação (57) se infere que a variação da energia de um sistema termodinâmico ocorre em função da transferência de energia que cruza sua fronteira. No caso dos sistemas de refrigeração, a energia pode atravessar a fronteira na forma de calor ou trabalho, bem como ser transportada por um fluxo de massa (vide figura 73 – Sistema Aberto).

Todo processo termodinâmico obedece a Primeira Lei da Termodinâmica, porém só a aplicação desta lei não garante a ocorrência das transformações. Por exemplo, sabe-se pela experiência diária que o calor passa espontaneamente do corpo mais quente para o corpo mais frio, porém nunca o contrário. Quem estabelece a direção da transferência de energia é a Segunda Lei da Termodinâmica.

A Segunda Lei da Termodinâmica é responsável pela qualidade da energia durante o processo e sua aplicação fornece os meios necessários para determinar sua degradação, pois os processos sempre ocorrem no sentido de decréscimo da qualidade de energia.

Devido à Segunda Lei da Termodinâmica é possível transformar facilmente trabalho em calor, porém o processo reverso não acontece naturalmente. Para tal é

necessário utilizar um dispositivo chamado máquina térmica. Segundo [33], as características das máquinas térmicas são:

1. Elas recebem calor de uma fonte quente;
2. Elas convertem apenas parte do calor em trabalho;
3. Elas rejeitam o calor que não foi usado em um reservatório de baixa temperatura;
4. Elas operam em ciclos.

Conforme o Enunciado de Kelvin-Planck, uma máquina térmica sempre precisa de uma fonte quente e uma fonte fria para produzir trabalho. Portanto é impossível construir um dispositivo que tenha eficiência térmica de 100%.

O refrigerador também é um dispositivo, no entanto seu objetivo é transferir calor de uma fonte de baixa temperatura para uma fonte de alta temperatura. Como tal, ele opera em ciclo - chamado ciclo de refrigeração - e necessita de trabalho para realizar sua função.

Anexo 2 – Tabela do Fluido R-134a

Tetrafluoroethane – CH ₂ F–CF ₃ (Refrigerant 134a)										
Saturation Values							Superheat ($T - T_s$)			
T [°C]	p_s [bar]	v_g [m ³ /kg]	h_f h_g		s_f s_g		10 K		20 K	
			[kJ/kg]		[kJ/kg K]		h	s	h	s
							[kJ/kg]	[kJ/kg K]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]
–103.30	0.0041	34.032	77.69	335.24	0.4453	1.9616	341.16	1.9955	347.29	2.0287
–100	0.0058	24.341	80.89	337.15	0.4640	1.9439	343.14	1.9776	349.35	2.0106
–90	0.0155	9.5984	90.97	343.05	0.5205	1.8969	349.27	1.9300	355.70	1.9624
–80	0.0370	4.2333	101.60	349.09	0.5770	1.8584	355.55	1.8910	362.20	1.9229
–70	0.0800	2.0522	112.70	355.25	0.6330	1.8270	361.95	1.8592	368.84	1.8907
–60	0.1591	1.07785	124.23	361.48	0.6884	1.8015	368.44	1.8334	375.57	1.8646
–50	0.2944	0.60592	136.14	367.76	0.7430	1.7809	374.99	1.8126	382.38	1.8436
–40	0.5188	0.36089	148.37	374.03	0.7965	1.7644	381.56	1.7960	389.22	1.8269
–30	0.8435	0.22577	160.89	380.27	0.8490	1.7512	388.12	1.7828	396.07	1.8137
–25	1.0637	0.18146	167.25	383.37	0.8748	1.7457	391.38	1.7774	399.49	1.8082
–20	1.3272	0.14725	173.67	386.44	0.9003	1.7408	394.63	1.7726	402.90	1.8034
–15	1.6393	0.12055	180.16	389.49	0.9256	1.7365	397.86	1.7683	406.29	1.7992
–10	2.0060	0.09949	186.71	392.51	0.9506	1.7327	401.07	1.7647	409.67	1.7956
–5	2.4335	0.08273	193.32	395.49	0.9754	1.7294	404.25	1.7614	413.02	1.7924
0†	2.9281	0.06925	200.00†	398.43	1.0000†	1.7264	407.40	1.7587	416.35	1.7897
5	3.4966	0.05834	206.75	401.33	1.0243	1.7238	410.50	1.7562	419.65	1.7874
10	4.1459	0.04942	213.57	404.16	1.0484	1.7215	413.56	1.7542	422.90	1.7855
15	4.8833	0.04208	220.46	406.93	1.0723	1.7194	416.57	1.7524	426.12	1.7838
20	5.7162	0.03599	227.45	409.62	1.0961	1.7176	419.52	1.7508	429.29	1.7825
25	6.6525	0.03092	234.52	412.23	1.1198	1.7158	422.41	1.7494	432.40	1.7813
30	7.7000	0.02665	241.69	414.74	1.1434	1.7142	425.21	1.7482	435.44	1.7803
35	8.8672	0.02304	248.98	417.14	1.1669	1.7126	427.93	1.7470	438.42	1.7795
40	10.163	0.01998	256.38	419.41	1.1903	1.7109	430.55	1.7460	441.32	1.7788
45	11.595	0.01735	263.92	421.53	1.2138	1.7092	433.06	1.7449	444.13	1.7781
50	13.174	0.01510	271.61	423.47	1.2374	1.7073	435.44	1.7438	446.84	1.7775
55	14.910	0.01315	279.46	425.20	1.2610	1.7051	437.69	1.7426	449.45	1.7769
60	16.812	0.01145	287.51	426.69	1.2848	1.7026	439.77	1.7412	451.93	1.7762
65	18.892	0.00997	295.77	427.89	1.3088	1.6995	441.67	1.7397	454.29	1.7754
70	21.161	0.00866	304.29	428.72	1.3332	1.6958	443.36	1.7378	456.50	1.7745
75	23.633	0.00750	313.13	429.09	1.3580	1.6911	444.82	1.7356	458.54	1.7734
80	26.323	0.00645	322.36	428.85	1.3835	1.6851	446.01	1.7330	460.42	1.7721
85	29.249	0.00550	332.16	427.77	1.4101	1.6771	446.88	1.7298	462.09	1.7706
90	32.433	0.00462	342.79	425.40	1.4386	1.6661	447.40	1.7259	463.55	1.7687
95	35.906	0.00375	355.05	420.64	1.4709	1.6491	447.49	1.7212	464.76	1.7663
100	39.728	0.00266	373.53	406.93	1.5193	1.6088	447.04	1.7153	465.65	1.7633
101.00	40.550	0.00196	389.67	389.67	1.5621	1.5621	446.84	1.7139	465.77	1.7626

Molar mass $\bar{m} = 102.03$ kg/kmol; further properties of the liquid are given on p. 23.

†The datum state for refrigerant properties used to be -40°C ($h_f = 0$, $s_f = 0$), a temperature at which $-40^\circ\text{C} = -40^\circ\text{F}$. This datum state is used here for the R717 and R12 tables. Nowadays the datum state chosen is 0°C ($h_f = 200$ kJ/kg, $s_f = 1.000$ kJ/kg K), a choice which ensures that no negative values of h_f and s_f appear in common refrigerant tables. This datum state is chosen for the R134a table.

It must be remembered that datum states are quite arbitrary and do not affect calculations which involve changes of properties, such as Δh .

Anexo 3 – Procedimentos da Bancada

Procedimento de Partida da Bancada:

- 1) Acionar disjuntor;
- 2) Desativar chave de emergência;
- 3) Acionar chave de comando;
- 4) Acionar banho do condensador e banho do evaporador;
- 5) Acionar inversores;
- 6) Acionar medidores de vazão tipo turbina;
- 7) Acionar medidor de vazão mássica Coriolis;
- 8) Acionar compressor;
- 9) Acionar válvula de expansão;
- 10) Acionar transdutores elétricos;
- 11) Acionar o sistema de aquisição;
- 12) Acionar o computador;
- 13) Acionar as chaves On/Off, bomba e refrigeração do banho do condensador;
- 14) Ajustar temperatura do banho do condensador;
- 15) Acionar a chave On/Off do banho do evaporador;
- 16) Ajustar temperatura do banho do evaporador;
- 17) Rodar o programa de aquisição de dados (*LabView*[®]);
- 18) Colocar o nome no arquivo do teste;
- 19) Verificar tensão no compressor 122 ± 2 V, para partida no compressor;
- 20) Iniciar gravação;
- 21) Checar se há alguma anomalia com alguma variável;
- 22) Anotar pressões se a bancada estiver em vácuo;
- 23) Acionar e ajustar rotação das bombas do evaporador e do condensador via *LabView*[®].
Em seguida checar as leituras das vazões das bombas;
- 24) Caso seja necessário carregar a bancada com fluido refrigerante, executar procedimento de carga;
- 25) Fechar válvula de retorno de óleo do filtro coalescente;

- 26) Checar as seguintes válvulas:
 - a. Válvula de retorno de óleo do filtro coalescente (fechada);
 - b. Válvula de entrada das EEV's (abertas);
 - c. Válvula de retorno do óleo do separador (aberta);
 - d. Válvula de by pass do trocador de calor interno (fechada);
 - e. Válvula de by pass do separador de óleo (fechada);
 - f. Válvula de by pass do fluxímetro Coriolis (fechada);
- 27) Ajustar abertura da válvula de expansão;
- 28) Acionar compressor (ajustar rotação e apertar botão On/Off);
- 29) Anotar horário da partida do compressor no verso da planilha;
- 30) Iniciar procedimento de ensaio.

Procedimento de Parada da Bancada:

- 1) Interromper gravação (via *LabView*[®]);
- 2) Recolher carga (através da válvula de retorno de gás, aprox. 300 g), caso necessário;
- 3) Desligar compressor (ajustar rotação em zero e desligar botão via *LabView*[®]);
- 4) Abrir válvula de retorno de óleo do filtro coalescente;
- 5) Desligar banho do condensador (botão I/O) e o banho do evaporador (botão I/O);
- 6) Ajustar em zero a rotação nas duas bombas (via *LabView*[®]);
- 7) Desligar botões ON/OFF das duas bombas (via *LabView*[®]);
- 8) Ajustar em zero a válvula de expansão eletrônica (via *LabView*[®]);
- 9) Desligar chave da válvula de expansão (CVE);
- 10) Desligar o restante das chaves tipo botoeira
- 11) Desligar chave de comando e chave geral;
- 12) Desligar disjuntor trifásico;
- 13) Parar o programa de aquisição de dados e fechar *LabView*[®];
- 14) Desligar computador e sistema de aquisição.

Anexo 4 – Programa para Calcular Valores de Regime Permanente e os Ganhos do Sistema

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Função Tsat: - retorna Tsat para cada Psat      %
%              - calcula os valores de regime    %
%              permanente da variável Tsh        %
%              - filtra dados em regime perman.  %
%
%                      Polo - UFSC 22/08/2006 %
%                      Mário Henrique Farias Santos %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Parâmetros de Entrada
% dados = dados da bancada no formato padrao
% prp = número de pontos estáveis a partir do último

%Parâmetros de Saída
% result = pontos de regime permanente, divididos em 3 partes:
%          *Resultados_ini: ponto de partida
%          *Resultados_int: ponto intermediário
%          *Resultados_fim: ponto final
% pq = ponto onde ocorreu o degrau
% disp = dispositivo que sofreu a variacao

function [result, tsh, t_interna, potencia_eletrica, t_saida_acumulador, pq, disp, valor,
ganho] = tsat(dados,prp)
    clc,close all;
    n = length(dados);
    psat = sym('psat','real');

% Procura qual o dispositivo que sofreu a variação
[pq,disp,valor]=look(dados,1,n,prp);

% Define os valores de alfa para os dois tipos de filtros
alfa1 = input('Entre com o valor de alfa para o filtro de 1a ordem: ');
alfa2 = input('Entre com o valor de alfa para o filtro de 2a ordem: ');

%Polinômio de 3(terceira) ordem (psat em bar)
%tsatur = (-53.8176)+(0.339203*psat)+ (-0.000744037*psat^2)+(7.25438*10^-7*psat^3);

%Polinomio de 6(sexta) ordem      (psat em bar)
tsaturado = (-60.7574)+(53.5886*psat)+(-27.5969*psat^2)+(10.6228*psat^3)+(-
2.54446*psat^4)+(0.338036*psat^5)+(-0.0189864*psat^6);

% Calcula
    pout_v=dados(:,16);
    tin_sat=subs(tsaturado,pout_v);

    for i=1:n
        grau_sh(i)=dados(i,18)-tin_sat(i);
        if grau_sh(i) <=0
            grau_sh(i)=0;
        end
        i=i+1;
    end

```



```

% Cálculo dos Pontos de Regime Permanente
i=length(pq);

for j=1:i
    result(j,1)=mean(grau_sh(pq(j)-prp:pq(j)));
    result(i+1+j,1)=std(grau_sh(pq(j)-prp:pq(j)));

    result(j,2)=mean(dados(pq(j)-prp:pq(j),31));
    result(i+1+j,2)=std(dados(pq(j)-prp:pq(j),31));

    result(j,3)=mean(dados(pq(j)-prp:pq(j),22));
    result(i+1+j,3)=std(dados(pq(j)-prp:pq(j),22));

    result(j,4)=mean(dados(pq(j)-prp:pq(j),20));
    result(i+1+j,4)=std(dados(pq(j)-prp:pq(j),20));
end

result(i+1,1)=mean(grau_sh(n-prp:n));
result(i+i+2,1)=std(grau_sh(n-prp:n));

result(i+1,2)=mean(dados(n-prp:n,31));
result(i+i+2,2)=std(dados(n-prp:n,31));

result(i+1,3)=mean(dados(n-prp:n,22));
result(i+i+2,3)=std(dados(n-prp:n,22));

result(i+1,4)=mean(dados(n-prp:n,20));
result(i+i+2,4)=std(dados(n-prp:n,20));

% Filtro Digital de Primeira Ordem e Segunda Ordem
% Autor: Guilherme Chevarria
% Modificado por Mário Henrique Farias Santos

% *** Descrição: ***

% Um filtro de primeira ordem pode ser representado pela equação
% abaixo:
%
% 
$$\text{tal} \cdot dy(t)/dt + y(t) = u(t)$$

%
% Discretizando temos que:  $\text{tal} \cdot (y(k) - y(k-1))/T_s + y(k) = u(k)$ 
%
% 
$$y(k) = (1-\text{alfa}) \cdot y(k-1) + \text{alfa} \cdot u(k)$$

%
% A equação indica que a medida filtrada ATUAL  $y(k)$  é a soma ponderada da
% medida atual  $u(n)$  e o valor filtrado no instante de amostragem ANTERIOR
%  $y(k-1)$ .
% Se a saída  $y(k)$  for submetida a outro filtro de 1a ordem, teremos então
% um filtro de 2a ordem.

% *** Instrução de uso ***

% O vetor (tem que ser vetor) com os dados a serem filtrados deve se chamar
% dados.
% O valor de alfa será escolhido pelo usuário:
%   alfa perto de 1: prioridade nos dados
%   alfa perto de 0: prioridade na filtragem
% Essa relação vale para os dois tipos de filtros

% *** Código do programa ***

% Define as condições iniciais
amostragem = 1:length(dados);
for i=1:4
    dados_filtrados1 = (amostragem')*0;
    dados_filtrados2 = (amostragem')*0;

    if i==1
        dados_filtrados1(1) = grau_sh(1);
        dados_filtrados2(1) = grau_sh(1);
        dados_filtrados2(2) = grau_sh(1);
        % Cálculo dos dados filtrados de 1a ordem
        for i=2:n
            dados_filtrados1(i) = (1-alfa1)*dados_filtrados1(i-1) + alfa1*grau_sh(i);

```

```

end

% Cálculo dos dados filtrados de 2a ordem
for i=3:n
    dados_filtrados2(i) = 2*(1-alfa2)*dados_filtrados2(i-1) - (1-
alfa2)^2*dados_filtrados2(i-2) + alfa2^2*grau_sh(i);
end

% Plota os resultados no mesmo gráfico
figure(5);
subplot(2,1,1),
plot(amostragem,grau_sh,'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados1,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 1a ordem do Grau de SuperAquecimento','FontSize',12);
subplot(2,1,2),
plot(amostragem,grau_sh,'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados2,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 2a ordem do Grau de SuperAquecimento','FontSize',12);

tsh_1a=dados_filtrados1;
tsh_2a=dados_filtrados2;

end

if i==2
dados_filtrados1(1) = dados(1,31);
dados_filtrados2(1) = dados(1,31);
dados_filtrados2(2) = dados(1,31);
% Cálculo dos dados filtrados de 1a ordem
for i=2:n
    dados_filtrados1(i) = (1-alfa1)*dados_filtrados1(i-1) + alfa1*dados(i,31);
end

% Cálculo dos dados filtrados de 2a ordem
for i=3:n
    dados_filtrados2(i) = 2*(1-alfa2)*dados_filtrados2(i-1) - (1-
alfa2)^2*dados_filtrados2(i-2) + alfa2^2*dados(i,31);
end

% Plota os resultados no mesmo gráfico
figure(6);
subplot(2,1,1),
plot(amostragem,dados(:,31),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados1,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 1a ordem da Temperatura Interna (Twout_Evap)','FontSize',12);
subplot(2,1,2),
plot(amostragem,dados(:,31),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados2,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 2a ordem da Temperatura Interna (Twout_Evap)','FontSize',12);
tint_1a=dados_filtrados1;
tint_2a=dados_filtrados2;

end

if i==3
dados_filtrados1(1) = dados(1,22);
dados_filtrados2(1) = dados(1,22);
dados_filtrados2(2) = dados(1,22);
% Cálculo dos dados filtrados de 1a ordem
for i=2:n
    dados_filtrados1(i) = (1-alfa1)*dados_filtrados1(i-1) + alfa1*dados(i,22);
end

% Cálculo dos dados filtrados de 2a ordem
for i=3:n
    dados_filtrados2(i) = 2*(1-alfa2)*dados_filtrados2(i-1) - (1-
alfa2)^2*dados_filtrados2(i-2) + alfa2^2*dados(i,22);
end

```

```

% Plota os resultados no mesmo gráfico
figure(7);
subplot(2,1,1),
plot(amostragem,dados(:,22),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados1,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 1a ordem da Potência Elétrica (Winput)','FontSize',12);
subplot(2,1,2),
plot(amostragem,dados(:,22),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
hold on
plot(amostragem,dados_filtrados2,'LineWidth',2);
grid on
title('Filtro de 2a ordem da Potência Elétrica (Winput)','FontSize',12);
pot_1a=dados_filtrados1;
pot_2a=dados_filtrados2;

end

if i==4
dados_filtrados1(1) = dados(1,20);
dados_filtrados2(1) = dados(1,20);
dados_filtrados2(2) = dados(1,20);
    % Cálculo dos dados filtrados de 1a ordem
    for i=2:n
        dados_filtrados1(i) = (1-alfa1)*dados_filtrados1(i-1) + alfa1*dados(i,20);
    end

    % Cálculo dos dados filtrados de 2a ordem
    for i=3:n
        dados_filtrados2(i) = 2*(1-alfa2)*dados_filtrados2(i-1) - (1-
alfa2)^2*dados_filtrados2(i-2) + alfa2^2*dados(i,20);
    end

    % Plota os resultados no mesmo gráfico
    figure(8);
    subplot(2,1,1),
    plot(amostragem,dados(:,20),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
    hold on
    plot(amostragem,dados_filtrados1,'LineWidth',2);
    grid on
    title('Filtro de 1a ordem da Temperatura de Saída do Acumulador
(Tout_Ac)','FontSize',12);
    subplot(2,1,2),
    plot(amostragem,dados(:,20),'LineWidth',1,'Color',[1 0 0]);
    hold on
    plot(amostragem,dados_filtrados2,'LineWidth',2);
    grid on
    title('Filtro de 2a ordem da Temperatura de Saída do Acumulador
(Tout_Ac)','FontSize',12);
    tac_1a=dados_filtrados1;
    tac_2a=dados_filtrados2;
end
i=i+1;
end

% Deleta as variáveis que foram utilizadas somente para cálculo e não tem
% mais valor
clear i; clear amostragem;

%Filtro baseado nas médias elaborado por Mário Henrique
for k=1:4

    if k==1
        for i=1:pq(1)-prp-1
            tsh_filtrado(i)=grau_sh(i);
        end

        for i=pq(1)-prp:pq(1)-prp+3
            tsh_filtrado(i)=result(1,1);
        end

        i=pq(1)-prp+4;
        while i<n-4

```

```

        auxiliar = 0;
        for j=i:i+4
            auxiliar=grau_sh(j)+auxiliar;
        end
        tsh_filtrado(i)=(auxiliar/5);
        i=i+1;
    end

    for i=n-4:n
        tsh_filtrado(i)=result(length(pq)+1,1);
    end

    figure(1);
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,grau_sh(pq(1)-prp+1:n), 'r');
    hold on
    grid on
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,tsh_filtrado(pq(1)-prp+1:n), 'c');
    TITLE('Grau de SuperAquecimento')
    XLABEL('Número de Pontos')
    YLABEL('Grau Celsius')
end

if k==2
    for i=1:pq(1)-prp-1
        twout_evap_filtrado(i)=dados(i,31);
    end

    for i=pq(1)-prp:pq(1)-prp+3
        twout_evap_filtrado(i)=result(1,2);
    end

    i=pq(1)-prp+4;
    while i<n-4
        auxiliar = 0;
        for j=i:i+4
            auxiliar=dados(j,31)+auxiliar;
        end
        twout_evap_filtrado(i)=(auxiliar/5);
        i=i+1;
    end

    for i=n-4:n
        twout_evap_filtrado(i)=result(length(pq)+1,2);
    end

    figure(2);
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,dados(pq(1)-prp+1:n,31), 'b');
    hold on
    grid on
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,twout_evap_filtrado(pq(1)-prp+1:n), 'c');
    TITLE('Temperatura Interna (Twout_Evap)')
    XLABEL('Número de Pontos')
    YLABEL('Grau Celsius')
end

if k==3
    for i=1:pq(1)-prp-1
        pot_elet_filtrado(i)=dados(i,31);
    end

    for i=pq(1)-prp:pq(1)-prp+3
        pot_elet_filtrado(i)=result(1,3);
    end

    i=pq(1)-prp+4;
    while i<n-4
        auxiliar = 0;
        for j=i:i+4
            auxiliar=dados(j,22)+auxiliar;
        end
        pot_elet_filtrado(i)=(auxiliar/5);
        i=i+1;
    end

    for i=n-4:n

```

```

        pot_elet_filtrado(i)=result(length(pq)+1,3);
    end

    figure(3);
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,dados(pq(1)-prp+1:n,22), 'k');
    hold on
    grid on
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,pot_elet_filtrado(pq(1)-prp+1:n), 'c');
    TITLE('Potência Elétrica (Winput)')
    XLABEL('Número de Pontos')
    YLABEL('Watts')
end

if k==4
    for i=1:pq(1)-prp-1
        tout_ac_filtrado(i)=dados(i,20);
    end

    for i=pq(1)-prp:pq(1)-prp+3
        tout_ac_filtrado(i)=result(1,4);
    end

    i=pq(1)-prp+4;
    while i<n-4
        auxiliar = 0;
        for j=i:i+4
            auxiliar=dados(j,20)+auxiliar;
        end
        tout_ac_filtrado(i)=(auxiliar/5);
        i=i+1;
    end

    for i=n-4:n
        tout_ac_filtrado(i)=result(length(pq)+1,4);
    end

    figure(4);
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,dados(pq(1)-prp+1:n,20), 'r');
    hold on
    grid on
    plot(1:1:n-pq(1)+prp,tout_ac_filtrado(pq(1)-prp+1:n), 'c');
    TITLE('Temperatura de Saída do Acumulador (Tout_Ac)')
    XLABEL('Número de Pontos')
    YLABEL('Grau Celsius')
end

end

% Filtro baseado nos Regimes Permanentes
for k=1:4
    l=1;
    if k==1
        for j=1:length(pq)
            for i=1:pq(j)-prp-1
                % tsh_filtrado_rp(i)=tsh_filtrado(i);
                tsh_filtrado_rp(i)=grau_sh(i);
            end

            for i=pq(j)-prp:pq(j)
                tsh_filtrado_rp(i)=result(j,1);
            end
            l=i+1;
        end

        for i=pq(j)+1:n-prp-1
            tsh_filtrado_rp(i)=grau_sh(i);
        end

        for i=n-prp:n
            tsh_filtrado_rp(i)=result(length(pq)+1,1);
        end

        figure(1);
        plot(1:1:n-pq(1)+prp,tsh_filtrado_rp(pq(1)-prp+1:n), 'k');
    end
end

```

```

if k==2
    for j=1:length(pq)
        for i=1:pq(j)-prp-1
            %       twout_evap_filtrado_rp(i)=twout_evap_filtrado(i);
            twout_evap_filtrado_rp(i)=dados(i,31);
            end

            for i=pq(j)-prp:pq(j)
                twout_evap_filtrado_rp(i)=result(j,2);
            end
            l=i+1;
        end

        for i=pq(j)+1:n-prp-1
            twout_evap_filtrado_rp(i)=dados(i,31);
        end

        for i=n-prp:n
            twout_evap_filtrado_rp(i)=result(length(pq)+1,2);
        end

        figure(2);
        plot(1:1:n-pq(1)+prp,twout_evap_filtrado_rp(pq(1)-prp+1:n), 'k');
    end

    if k==3
        for j=1:length(pq)
            for i=1:pq(j)-prp-1
                %       pot_elet_filtrado_rp(i)=pot_elet_filtrado(i);
                pot_elet_filtrado_rp(i)=dados(i,22);
            end

            for i=pq(j)-prp:pq(j)
                pot_elet_filtrado_rp(i)=result(j,3);
            end
            l=i+1;
        end

        for i=pq(j)+1:n-prp-1
            pot_elet_filtrado_rp(i)=dados(i,22);
        end

        for i=n-prp:n
            pot_elet_filtrado_rp(i)=result(length(pq)+1,3);
        end

        figure(3);
        plot(1:1:n-pq(1)+prp,pot_elet_filtrado_rp(pq(1)-prp+1:n), 'r');
    end

    if k==4
        for j=1:length(pq)
            for i=1:pq(j)-prp-1
                %       tout_ac_filtrado_rp(i)=tout_ac_filtrado(i);
                tout_ac_filtrado_rp(i)=dados(i,20);
            end

            for i=pq(j)-prp:pq(j)
                tout_ac_filtrado_rp(i)=result(j,4);
            end
            l=i+1;
        end

        for i=pq(j)+1:n-prp-1
            tout_ac_filtrado_rp(i)=dados(i,20);
        end

        for i=n-prp:n
            tout_ac_filtrado_rp(i)=result(length(pq)+1,4);
        end

        figure(4);
        plot(1:1:n-pq(1)+prp,tout_ac_filtrado_rp(pq(1)-prp+1:n), 'k');
    end
end

```

```

end

tsh=[grau_sh', tsh_1a, tsh_2a, tsh_filtrado', tsh_filtrado_rp'];
t_interna=[dados(1:n,31),tint_1a, tint_2a, twout_evap_filtrado', twout_evap_filtrado_rp'];
potencia_eletrica=[dados(1:n,22),pot_1a, pot_2a, pot_elet_filtrado',
pot_elet_filtrado_rp'];
t_saida_acumulador=[dados(1:n,20),tac_1a, tac_2a, tout_ac_filtrado', tout_ac_filtrado_rp'];

for i=1:length(pq)
    ganho(i,1)=(result(i+1,1)-result(i,1))/(valor(i+1)-valor(i));
    ganho(i,2)=(result(i+1,2)-result(i,2))/(valor(i+1)-valor(i));
    ganho(i,3)=(result(i+1,3)-result(i,3))/(valor(i+1)-valor(i));
    ganho(i,4)=(result(i+1,4)-result(i,4))/(valor(i+1)-valor(i));
end

```

Anexo 5 – Programa para Projetar o Pré-Compensador Estático e a Matriz do Ganho de Realimentação do Sistema

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%      Description:      Projeto do Controlador
%                        Configuracao do Sistema
%
%      Reference:        Ogata, K. "Engenharia de Controle Moderno"
%                        Prentice/Hall do Brasil, Segunda Edicao, 1993
%
%      Author:           Mario Henrique Farias Santos
%
%      Date:
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%% Condiicoes iniciais
tsh_ini = 3.61;
twout_ini = 2.60;

cond_iniciais = [tsh_ini twout_ini];

%SISTEMA CONTÍNUO
A=[
    0      1      0      0      0      0
    0      0      1      0      0      0
   -6.424e-005   -0.004885   -0.1221      0      0      0
    0      0      0      0      1      0
    0      0      0      0      0      1
    0      0      0   -0.0001959   -0.01038   -0.1792 ];

B=[ 0  0
    0  0
    1  0
    0  0
    0  0
    0  1 ];

C=[ -0.0001689   -0.009569   -0.1355   1.959e-006   7.947e-005   0.0008058
    -8.351e-006   -0.0001621      0   -9.796e-008   -7.254e-006   -7.494e-005 ];

D=[ 0  0
    0  0 ];

%SISTEMA DISCRETO
a=[
    1      1.199      0.6857      0      0      0
   -4.405e-005      0.9966      1.115      0      0      0
   -7.162e-005   -0.00549      0.8605      0      0      0
    0      0      0      0.9999      1.197      0.6702
    0      0      0   -0.0001313      0.993      1.077
    0      0      0   -0.000211   -0.01131      0.8 ];

```



```

b=[ 0.2777      0
    0.6857      0
    1.115       0
      0  0.273
      0  0.6702
      0  1.077  ];

c=[ -0.0001689  -0.009569  -0.1355  1.959e-006  7.947e-005  0.0008058
    -8.351e-006  -0.0001621      0  -9.796e-008  -7.254e-006  -7.494e-005  ];

d=[0  0
   0  0  ];

%% SS Create state-space model or convert LTI model to state space.
Ts=1.2;
RefrigeradorSYSC = ss(A,B,C,D);
RefrigeradorSYSD = c2d(RefrigeradorSYSC,Ts,'zoh');

%% Compute the controllability matrix.
ctrability = ctrb (RefrigeradorSYSC);
ctrabilityd = ctrb(RefrigeradorSYSD);

%% Compute the Complete controllability matrix.
[P Val]=eig(a);
Val=P^1*b;

%% Compute the Complete Output controllability matrix.

%% Compute the observability matrix
observ = obsv (RefrigeradorSYSC);

%% Matrix rank
rankctr = rank (ctrability);
rankobs = rank (observ);

if (rankctr == length(A))
    fprintf('\nO sistema E controlavel!!!\n\n' );
else
    fprintf('\nO sistema NAO E controlavel!!!\n\n' );
end

if (rankobs == length(A))
    fprintf('\nO sistema E completamente observavel!!!\n\n' );
else
    fprintf('\nO sistema NAO E completamente observavel!!!\n\n' );
end

if (sum(Val(:,1))==0 || sum(Val(:,2))==0)
    fprintf('\nO sistema NAO E Completamente Controlavel\n\n');
else
    fprintf('\nO sistema E Completamente Controlavel\n\n');
end

if (rank(c*ctrabilityd) == size(c,1))
    fprintf('\nO sistema E completamente controlavel na saida!!!\n\n' );
else
    fprintf('\nO sistema NAO E completamente controlavel na saida!!!\n\n' );
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Description: Projeto do observador por imposicao de polos

fprintf('\n\n*****\n\n');
fprintf('Projeto do controlador por imposicao de polos:\n\n');

polos_obs_c=3*eig(A);

Kf=place(A', C', polos_obs_c);

Kf=Kf'

polos_obs_d=[0.7 0.85 0.75 0.65 0.8 0.6];

kd=place(a', C', polos_obs_d);

```

```

kd=kd';

fprintf('\n\n*****\n');
fprintf('Projeto do controlador por otimos quadraticos:\n');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Projeto do Controlador por Otimos Quadraticos

R = 40000000*eye(2,2);

Q = 0.0001*eye(6,6);

%% Solve continuous-time algebraic Riccati equations
[P,L,G,RR] = care(A,B,Q,R);
[P_d,L_d,G_d,RR_d] = dare(a,b,Q,R);
[Ko_d,S,E] = DLQR(a,b,Q,R,zeros(6,2))

%% Ganho do controle otimo vindo da equacao de Riccati
%Ko = inv(R) * B' * P
Ko_d1 = inv(R) * b' * P_d

%% Ganho para Erro Nulo em Regime Permanente
s = sym('s');

%G=C*((s*eye(6,6)-(A-B*Ko))^-1)*B;
Gd=c*((s*eye(6,6)-(a-b*Ko_d))^-1)*b;

%Gf=subs(G,0);
Gf_d=subs(Gd,1);

G0=Gf^-1
G0_d=Gf_d^-1

```

Referências Bibliográficas

- [1] ANTIQUE APPLIENCES, America's #1 Site for Restored Vintage Antique Stoves and Refrigerators, http://www.antiqueappliances.com/monitor_top_refrigerators.htm. Último acesso em fevereiro de 2007.
- [2] PÖTTKER, Gustavo. *Análise do Efeito Combinado de Compressores e Expansores de Ação Variável sobre o Desempenho de Sistemas de Refrigeração*. Florianópolis, 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [3] HERMES, Christian Johann Losso. *Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente*. Florianópolis, 2000. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [4] ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica – Aspectos Socioeconômicos 2003, http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/11-Aspectos_Socioe.pdf. Último acesso em julho de 2007.
- [5] PROCEL INFO, Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética, <http://www.eletronbras.com/pci/main.asp>. Último acesso em agosto de 2007.
- [6] PÖTTKER, G.; MELO, C. Experimental Study of the Combined Effect of the Refrigerant Charge, Compressor Speed and Expansion Valve Opening in a Refrigeration System. In: 22nd IIR INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, (Aug. 2007 : Beijing). *Proceedings*, China, 2007. B2-595.

- [7] BUZELIN, L. O. S.; AMICO, S. C.; VARGAS, J. V. C. et al. Experimental Development of an Intelligent Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. 2, p. 165-175, 2005.
- [8] VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R. Simulation in Transient Regime of a Heat Pump with Closed-Loop and On-Off Control. *International Journal of Refrigeration*, v. 18, n. 4, p. 235-243, 1995.
- [9] RICO, Julio Elias Normey. *Controle Clássico*. Florianópolis, 2002. (Apostila da Disciplina DAS5121 – Sistemas Realimentados) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [10] SPECIESLINK, Sistema de Informação Distribuído para Coleções Biológicas: a Integração do Species Analyst e do SinBiota. Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, <http://splink.cria.org.br/modeling?criaLANG=pt>. Último acesso em março de 2007.
- [11] DEPARTAMENTO DE FÍSICA, PUC Rio, <http://www.fis.puc-rio.br/fisb/22-1.htm>. Último acesso em fevereiro de 2007.
- [12] STOECKER, W. F.; JONES W. J. *Refrigeração e Ar Condicionado*. Reading : McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- [13] MSPC, Artigos e Informações Técnicas. Refrigeração II: Ciclo, Fluido, Processo de Compressão, <http://www.mspc.eng.br/fldetc/refrig2.asp>. Último acesso em julho de 2007.
- [14] GONÇALVES, Joaquim Manoel. *Desenvolvimento e Aplicação de uma Metodologia para Análise Térmica de Refrigeradores Domésticos*. Florianópolis, 2004. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [15] JAKOBSEN, Arne. *Energy Optimisation of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator – A Case Study*. Lyngby, 1995. Tese (Doutor de Filosofia em Engenharia em Energia) – Technical University of Denmark.

- [16] MAIA, Antônio Augusto Torres. *Metodologia de Desenvolvimento de um Algoritmo para Controle Simultâneo da Capacidade de Refrigeração e do Grau de Superaquecimento de um Sistema de Refrigeração*. Belo Horizonte, 2005. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais.
- [17] HE, X.; LIU, S.; ASADA, H. Modeling of Vapor Compression Cycles for Advanced Controls in HVAC Systems. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (Jun. 1995 : Seattle). *Proceedings*. Washington, 1995. p. 3664-3668.
- [18] WEDEKIND, G. L.; BHATT, B. L.; BECK, B. T. A System Mean Void Fraction Model for Predicting Various Transient Phenomena Associated with Two-Phase Evaporating and Condensing Flows. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 4, p. 97-114, Mar. 1978.
- [19] OUTTAGARTS, A.; HABERSCHILL, P.; LALLEMAND, M. The Transient Response of an Evaporator Fed Through an Electronic Expansion Valve. *International Journal of Energy Research*, v. 21, p. 793-807, Jul. 1997.
- [20] HE, X.; LIU, S.; ASADA, H. et al. Multivariable Control of Vapor Compression Systems. *HVAC&R Research*, v. 4, n. 3, p. 205-230, Jul. 1998.
- [21] FREDSTED, J.; DE BERNARDI, J. Multi-variable Control of Vapor Compression Process – using a Variable Speed Scroll Compressor with Integrated Inverter. In: 20th INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, (Sept. 1999 : Sydney). *Proceedings*, Australia, 1999. paper 551.
- [22] LEDUCQ, D.; GUILPART, J.; TRYSTRAM, G. Non-Linear Predictive Control of a Vapour Compression Cycle. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, p. 761-772, Aug. 2006.
- [23] LJUNG, L. *System Identification: Theory for the User*. Reading : Prentice Hall, Inc., 1987.

- [24] AGUIRRE, L. A.; RODRIGUES, G. G.; JÁCOME, C. R. F. Identificação de Sistemas Não-Lineares utilizando Modelos Narmax Polinomiais - Uma Revisão e Novos Resultados. *SBA Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica*, v. 9, n. 2, p. 90-106, Maio/Ago. 1998.
- [25] LEONTARITIS, I. J.; BILLINGS, S. A. Experimental Design and Identifiability for Non-Linear Systems. *International Journal of Systems and Science*, v. 18, n. 1, p. 189-202, 1987.
- [26] DALLAGNOL FILHO, Valdemar Antônio. *Identificação de Modelos ARMAX e NARMAX para um Poço de Petróleo Operando por Injeção Contínua de Gás*. Florianópolis, 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina
- [27] CORRÊA, M. V.; AGUIRRE, L. A. Identificação Não-Linear Caixa Cinza: Uma Revisão e Novos Resultados. *SBA Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica*, Campinas, v. 15, n. 2, ISSN 0103-1759, Abr./Jun. 2004
- [28] IKONEN, E.; NAJIM, K. *Advanced Process Identification and Control*. Reading : Marcel Dekker, Inc., 2002.
- [29] OGATA, K. *Modern Control Engineering*. 3. ed. Reading : Prentice Hall, Inc., 1997.
- [30] TROFINO NETO, Alexandre. *Controle Multivariável*. Florianópolis. (Apostila da Disciplina DAS5131 – Controle Multivariável) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- [31] CASTELAN NETO, Eugênio de Bona. *Controle Multivariável*. Florianópolis, 2002. (Apostila da Disciplina DAS5131 – Controle Multivariável) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.

[32] RICO, J. E. N.; CAMACHO, E. F. *Ensino do Projeto de Compensadores para Processos com Atraso*. Florianópolis. (Apostila da Disciplina DAS9010 – Controle Preditivo Baseado em Modelo) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.

[33] ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 2. ed. Reading : McGraw-Hill, Inc.,1994.

[34] VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentals of Classical Thermodynamics*. 4. ed. Reading : John Wiley & Sons, 1994.

[35] MELO, Cláudio. *Termodinâmica*. Joinville, 2006. (Apostila do Curso de Termodinâmica ministrado na Embraco S.A.)

[36] ROGERS, G. F. C.; MAYHEW, Y. R. *Thermodynamic and Transport Properties of Fluids*. 5. ed. Reading : Blackwell Publishing, 1995.